

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**

# BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



## Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung



**Aktenzeichen:** 103 40 528.3  
**Anmeldetag:** 03. September 2003  
**Anmelder/Inhaber:** LuK Lamellen und Kupplungsbau Beteiligungs KG,  
77815 Bühl/DE  
**Bezeichnung:** Ausrücksysteme  
**IPC:** F 16 D, B 60 K

**Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.**

München, den 29. Januar 2004  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident  
Im Auftrag

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Hintermeier", is placed over the typed name of the President.

Hintermeier

LuK Lamellen und Kupplungsbau

Beteiligungs KG

Industriestrasse 3

77815 Bühl

GS 0656 A

**Patentansprüche**

1. Hebelsystem zum Betätigen von Kupplungen (2a, 2b) oder Getriebe-Bremsen für Fahrzeuge, insbesondere für Kraftfahrzeuge, wobei ein Hebel (7a, 7b) mit einem ersten und zweiten Ende und einem Drehpunkt (8a, 8b) versehen ist, dadurch gekennzeichnet, dass ein Energiespeicher (9a, 9b) auf das erste Ende des Hebels (7a, 7b) drückt und das zweite Hebelende – zumindest mittelbar – auf die Druckplatte (3a, 3b) der Kupplung (2a, 2b) oder der Getriebe-Bremse einwirkt und durch eine Verlagerung des Drehpunktes (8a, 8b) und/oder mindestens einer Krafteinwirkung, die Betätigungs kraft für die Kupplung (2a, 2b) oder Getriebe-Bremse aufgebaut wird.
2. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Energiespeicher (9a, 9b) als Tellerfeder ausgebildet ist.
3. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Energiespeicher (9a, 9b) als Wendelfeder ausgebildet ist.
4. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt (8a, 8b) radial verlagert wird.
5. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt (8a, 8b) umfänglich verlagert wird.

6. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 4 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt (8a, 8b) gleichzeitig sowohl radial als auch umfänglich – also im Wesentlichen spiralförmig – verlagert wird.
7. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt (8a, 8b) entlang von Spiralsegmenten geführt wird.
8. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt (8a, 8b) entlang von mindestens einer Vollspirale geführt wird.
9. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Bahn in eine Lauffläche für den Drehpunkt (8a, 8b) hineingearbeitet ist.
10. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Bahn durch eine Kulisse gebildet wird, wodurch sich der Drehpunkt (8a, 8b) auf einer glatten Lauffläche bewegen kann.
11. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Oberfläche des Hebels (7a, 7b) auf der sich der Drehpunkt (8a, 8b) bewegt, eben gestaltet ist.
12. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens eine – dem Drehpunkt (8a, 8b) zugewandte – Oberfläche, konkav gewölbt ist.
- 20 13. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass der Hebel (7a, 7b) in seiner Einwirkung auf die Druckplatte (3a, 3b), mittelbar zunächst erst auf ein erstes axiales, axial verschiebbares Lager (14) einwirkt und von diesem Lager (14) aus mittels eines weite-

ren Hebels (10) – beispielsweise als Tellerfeder ausgestaltet – und erst dann auf die Druckplatte (3a, 3b) , beispielsweise, einer Kupplung (2, 2a, 2b), eingewirkt wird.

14. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch ge-

5 kennzeichnet, dass der Drehpunkt (8a, 8b) von Kugeln gebildet wird, die vor-  
zugsweise in ihrer Pressrichtung paarweise übereinander angeordnet sind.

15. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch ge-

kennzeichnet, dass der Drehpunkt (8a, 8b) von Zylinderrollen gebildet wird,  
die vorzugsweise in ihrer Pressrichtung paarweise übereinander angeordnet  
10 sind.

16. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 14 und 15, dadurch

gekennzeichnet, dass die Wälzkörper in Ausnehmungen einer mäanderförmigen Feder (15a, 15b) geführt werden, wobei die mäanderförmige Feder (15a, 15b) in ihrem Durchmesser veränderbar gestaltet ist.

15 17. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet,

dass der mäanderförmigen Feder (15a, 15b) im radial inneren Bereich eine  
ringförmige Feder zugeordnet ist, die bei einer axialen Krafteinwirkung auf ih-  
ren inneren Bereich, um ihre neutrale Faser (23) verschwenkt.

18. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet,

20 dass zur Verstellung des Drehpunktes der mäanderförmigen Feder (15a, 15b)  
ein Federband-Aktor (16a, 16b) zugeordnet ist.

19. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet,

dass zur Verstellung des Drehpunktes (8a, 8b) , eine zur Welle (1) außermit-  
tige, aber konzentrische dazu drehbare Kulisse (28a, 28b) angeordnete ist.

20. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass zur Verstellung des Drehpunktes (8a, 8b) der mäanderförmigen Feder (!5a, 15b) ein konzentrischer Konus zugeordnet ist, der durch ein axial wirkendes Lager betätigt wird.

5 21. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 20, dadurch gekennzeichnet, dass dem Mechanismus zur Verstellung des Drehpunktes (8a, 8b) ein Fliehkräfteausgleich zugeordnet ist.

10 22. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass der mindestens eine Hebel (7a, 7b) aus einem segmentierten Ring (18) besteht, der mittels eines Steges (19) mit einem Halterung (20) verbunden ist, wobei zur Veränderung des Hebedrehpunktes, ein Wälzkörper auf der Kreisfläche des Hebels abrollt und durch das Einwirken der Kräfte auf den Hebel, dieser um eine radiale Achse schwenkt.

15 23. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 22, dadurch gekennzeichnet, dass der verlagerbare Drehpunkt (8a, 8b) von einer Laufrolle (31) und ihrer Achse (32) gebildet wird, wobei beim Verlagern des Drehpunktes (8a, 8b), eine der Umfangsflächen von der Laufrolle (31) und der Achse (32), auf der Hebeloberfläche läuft, während die andere Umfangsfläche auf der Abstützung (34) läuft.

20 24. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 23, dadurch gekennzeichnet, dass der verlagerbare Drehpunkt (8a, 8b) von einem Stellmotor (21a, 21b) bewegt wird.

25 25. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 24, dadurch gekennzeichnet, dass der Stellmotor (21a, 21b) als eine zur Welle (1) konzentrische E-Maschine ausgebildet ist.

26. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 25, dadurch gekennzeichnet, dass der Stellmotor (21a, 21b) mittels einer Steuerung gesteuert und/oder geregelt wird, wobei die Steuerung in einer Wirkverbindung zu einem automatisierten Getriebe steht
- 5 27. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 26, dadurch gekennzeichnet, dass das Hebelsystem in einem Kasten (37) angeordnet ist, der vorzugsweise aus gestanztem Blech besteht, wobei der Boden des Kastens (40) als Abstützung (34) und damit als eine der zwei Laufflächen für den Drehpunkt (8a, 8b) dient.
- 10 28. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 27, dadurch gekennzeichnet, dass der Boden (40) in der Richtung längsprofiliert ist, in der auch der Drehpunkt (8a, 8b) verlagerbar ist.
- 15 29. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 27 oder 28, dadurch gekennzeichnet, dass in mindestens einer - zum Boden des Kastens(40) beabstandeten - Ecke des Kastens (37) ein Widerlager (39) eingesetzt ist, wo sich das dem Hebel (7a, 7b) abgewandte Ende des Energiespeichers (9a, 9b) abstützt.
- 20 30. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 29, dadurch gekennzeichnet, dass das Widerlager (39) in Schlitze des Kastens (37) einhakt und vorzugsweise im Bereich der Abstützstelle des Energiespeichers (9a, 9b) mit einem Schwenklager versehen sind.
31. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 27 bis 30, dadurch gekennzeichnet, dass der Hebel (7a, 7b) aus einem gestanzten Blechteil besteht.
- 25 32. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 31, dadurch gekennzeichnet, dass der Hebel (7a, 7b) mit Profilierungen (38) versehen ist, die sich vor-

zugsweise in der Richtung erstrecken, in der auch der Drehpunkt (7a, 7b) des Hebelsystems verlagert wird.

33. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 27 bis 32, dadurch gekennzeichnet, dass der Hebel (7a, 7b) mit einer Abstützstelle für den Energiespeicher (9a, 9b) versehen ist, wobei diese Abstützstelle vorzugsweise mit einem Schwenklager versehen ist.

5

34. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 27 bis 33, dadurch gekennzeichnet, dass der Drehpunkt von zwei Laufrollen (31) mit je einer hohlen Achse (32) gebildet wird und dass in die hohle Achse jeweils ein Joch (35) mit einem seiner Enden hineingreift, wodurch somit Doppel-Drehpunkte entstehen und diese so auch kinematisch miteinander verbunden werden.

10

35. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 34, dadurch gekennzeichnet, dass das Joch (35) mit einer Stellmutter (36) gekoppelt ist, die vorzugsweise zwischen den zwei verlagerbaren Drehpunkten angeordnet ist.

15

36. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 35, dadurch gekennzeichnet, dass die Stellmutter (36) mit einem Innengewinde versehen ist, in die eine elektrisch antriebbare Verstellspindel (33) eingreift.

37. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 34 bis 36, dadurch gekennzeichnet, dass die Enden des Joches (35) ballig ausgestaltet sind.

20

38. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 34 bis 37, dadurch gekennzeichnet, dass die Gewinde der Stellmutter (36a, 36b) und der Verstellspindel (33a, 33b) zueinander selbsthemmend ausgestaltet sind.

39. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 34 bis 37, dadurch gekennzeichnet, dass die Gewinde der Stellmutter (36a, 36b) und der Verstellspindel (33a, 33b) zueinander ohne Selbsthemmung ausgestaltet ist.
40. Hebelsystem vorzugsweise nach Anspruch 39, dadurch gekennzeichnet, dass bei einem Ausfall des Stellmotors(21a, 21b), sich der verlagerbare Doppel-Drehpunkt in eine bevorzugte Stellung bewegt.
41. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 38 bis 40, dadurch gekennzeichnet, dass die Gewinde der Stellmutter (36a, 36b) und der Verstellspindel (33a, 33b) zueinander gleitend gestaltet sind.
- 10 42. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 38 bis 40, dadurch gekennzeichnet, dass die Gewinde der Stellmutter (36a, 36b) und der Verstellspindel (33a, 33b) zueinander mit einer Roll-Lagerung ausgestattet sind.
- 15 43. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 27 bis 42, dadurch gekennzeichnet, dass der verlagerbare Doppel-Drehpunkt lenkbar ausgestaltet ist.
44. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 27 bis 42, dadurch gekennzeichnet, dass der verlagerbare Doppel-Drehpunkt selbstlenkend ausgestaltet ist.
- 20 45. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 27 bis 42, dadurch gekennzeichnet, dass der verlagerbare Doppel-Drehpunkt zwangsgeführt ausgestaltet ist.

46. Hebelsystem vorzugsweise nach einem der Ansprüche 1 bis 45, dadurch gekennzeichnet, dass dieses Hebelsystem in einem Kraftfahrzeug doppelt ausgeführt ist und zur Betätigung einer Doppelkupplung verwendet wird.

LuK Lamellen und Kupplungsbau  
Beteiligungs KG  
Industriestrasse 3  
77815 Bühl

GS 0656 A

### Ausrücksysteme

Die Erfindung betrifft ein Hebelsystem zum Betätigen von Kupplungen oder Getriebe-Bremsen, für Fahrzeuge - insbesondere für Kraftfahrzeuge - wobei für die Betätigung des Hebels, das Hebelsystem verändert wird.

Nach dem Stand der Technik werden Kupplungen beispielsweise in der Form betätigt, indem ein Hebel, der unveränderliche Hebellängen aufweist, mittels einer zunehmenden Kraft betätigt wird.

Zur Betätigung von Bremsen in einem Kraftfahrzeug-Getriebe – insbesondere von Automatikgetrieben – werden eine Vielzahl von (so genannten Lamellenpaketen) nach dem Stand der Technik mittels hydraulischer Kraft zusammen gepresst.

Diese bekannten Systeme haben den Nachteil, dass die hierzu erforderlichen Hebelsysteme relativ viel Platz benötigen, bzw. bei hydraulischen Schließsystemen für Brems-Lamellenpakete ein hydraulisches System vorhanden sein muss, welches mittels einer zusätzlichen hydraulischen Pumpe betätigt werden muss.

Es ist deshalb Aufgabe der Erfindung, die bekannten Nachteile zu beseitigen oder zumindest zu minimieren.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe dadurch gelöst, dass ein Hebelsystem angeordnet wird, bei dem die Hebelarme keine unveränderbaren Hebellängen aufweisen. Dieses wird in der Form bewerkstelligt, dass eine Krafteinwirkung auf das eine Ende des Hebels mittels eines Energiespeichers – beispielsweise als Tellerfe-

der ausgestaltet – realisiert wird. Das zweite Ende des Hebels ist dann dasjenige Hebelende, welches die Krafteinwirkung auf die Kupplung oder Getriebe-Bremse bewirkt. In einer Ruhelage des erfindungsgemäßen Hebelsystems befindet sich ein veränderbarer Drehpunkt im Wesentlichen zunächst in der Nähe des Energiespeichers. Soll nun eine Kupplung oder Bremse geschlossen werden, so wird dieser Drehpunkt zu dem Hebelende bewegt, dessen Krafteinwirkung auf die Kupplung oder Getriebe-Bremse einwirkt. Aufgrund der Hebelgesetze kann also das Hebelsystem zunächst – jedenfalls im Wesentlichen – keine Kraft aufbringen. Be-  
5 findet sich der Drehpunkt dieses Hebelsystems jedoch weit entfernt von dem E-  
nergiespeicher, oder anders herum ausgedrückt in der Nähe des Endes, welches auf die Kupplung oder Bremse einwirkt, so steht dem erfindungsgemäßen Hebel-  
10 system eine große Kraft zur Verfügung.

Erfindungsgemäß kann das Hebelsystem aber auch dadurch zur Betätigung einer  
15 Kupplung oder Getriebe-Bremse verwendet werden, indem der Einwirkpunkt einer Kraft entlang einer (Teil-)Hebelachse verschoben wird, wie in der Figurenbe-  
schreibung noch zu sehen sein wird.

Die Erfindung soll nun anhand der Figuren näher erläutert werden. Es zeigen:

20 Figur 1 einen schematischen Aufbau des erfindungsgemäßen Hebelsys-  
tems in Verbindung mit einer Kupplung im geöffneten Zustand;  
Figur 2 Hebelsystem nach Figur 1, jedoch im geschlossenen Zustand;  
Figur 3 eine geöffnete Kupplung mit einer mäanderförmigen Feder zur  
25 Verlagerung der Drehpunkte;  
Figur 4 Hebelsystem wie in Figur 3, jedoch im geschlossenen Zustand;  
Figur 5 eine Doppelkupplung mit zwei Mäanderfedern, die mittels zweier  
E-Maschinen verstellbar sind;  
Figur 6 eine Doppelkupplung mit exzentrisch angeordneten Stellmotoren  
30 für die Verstellung der Drehpunkte auf Vollspiralen;  
Figur 7 wie Figur 6, jedoch Verstellung der Drehpunkte in Spiralsegmen-  
ten;

Figur 8 wie Figur 7, jedoch Verstellung der Drehpunkte durch Axiallager;

Figur 9 eine „gedrückte“ Kupplung mit Fliehkraftausgleich in geschlossenem und auch offenem Zustand;

Figur 10 eine „federkraftgeschlossene“ Kupplung im geschlossenen und offenen Zustand mit einem Hebelsystem für „Pedalgefühl“;

5 Figur 11 einen Ausschnitt aus einem segmentierten Ringhebel;

Figur 12 einen Ausschnitt aus einem Getriebe mit einem segmentierten Ringhebel;

10 Figur 13 - 17 verschiedene Ansichten eines erfindungsgemäßen Hebelsystems mit einer Laufrolle;

Figur 18a - d verschiedene Ansichten eines Hebelsystems in einem Kasten;

Figur 19a - c weitere Ansichten eines Hebelsystems in einem Kasten;

Figur 20a - c verschiedene Ansichten eines verlagerbaren Drehpunktes;

Figur 21a - b Draufsicht und Seitenansicht einer Energiespeicher-Halterung;

15 Figur 22a - b Draufsicht und Seitenansicht einer weiteren Energiespeicher-Halterung;

Figur 23 a - d verschiedene Ausgestaltungen einer Lagereinheit (verlagerbarer Drehpunkt);

Figur 24a - c eine Lagereinheit mit gespritzter Mutter;

20 Figur 25a - c eine Schnappverbindung in der Lagereinheit;

Figur 26a - f verschiedene Ausgestaltungen einer Verbindung zwischen der Verstellspindel und der Mutter einer Lagereinheit;

Figur 27a - h Varianten der Lagereinheit;

Figur 28a - d weitere Varianten der Lagereinheit;

25 Figur 29 der Toleranz-Ausgleich an einem Hebelsystem;

Figur 30a - b Veranschaulichung der Messmethode für den Toleranz-Ausgleich;

Figur 31 eine perspektivische und teilweise aufgeschnittene Darstellung eines Doppel-Hebelsystems in einem Kasten;

30 Figur 32 eine weitere perspektivische und teilweise aufgeschnittene Darstellung eines Doppel-Hebelsystems in einem Kasten.

Der Figurenbeschreibung soll vorausgeschickt werden, dass die Bezugszeichen über alle Figuren hinweg die gleiche Bedeutung haben. Ferner sind umlaufende Linien - aus Gründen der Übersichtlichkeit – in vielen Darstellungen weggelassen worden. Dort wo sie dennoch eingezeichnet sind, erklärt es sich aus der Art der

5 Darstellung von selbst:

In den Figuren 1 und 2 ist lediglich schematisch eine Kupplung mit ihrem erfundungsgemäßen Betätigungsmechanismus zu sehen. Die Figur 1 zeigt hierbei eine geöffnete Kupplung 2, während in der Figur 2 die gleiche Kupplung 2 im ge-

10 schlossenen Zustand zeigt. Die Figuren 1 und 2 müssen deshalb gedanklich gemeinsam betrachtet werden. Die Kupplung 2 besteht im Wesentlichen aus einer Gegendruckplatte 6, einer Kupplungsscheibe 5, einer Druckplatte 3, einem Kupplungsdeckel 4 und einer Ausrückfeder 10, die hier als Tellerfeder ausgebildet ist. Ein Betätigungsmechanismus für die Kupplung 2 besteht im Wesentlichen aus ei-  
15 nem Hebelsystem, welches an einer Abstützung 34 angeordnet ist. Der Betätigungsmechanismus wird mittels seines Hebels 7 auf ein Axiallager (welches um eine hier nicht dargestellte Welle 1 herum angeordnet ist), wobei das Axiallager wiederum auf die Tellerfeder der Kupplung 2 wirkt. Die Abstützung 34 ist in den Ausführungsbeispielen der Figuren 1 und 2 drehfest mit einem nicht dargestellten  
20 Gehäuse eines Getriebes verbunden.

Weil bei der in den Figuren 1 und 2 dargestellten Kupplung, durch Drücken des inneren Endes der Ausrückfeder 10 nach links - wobei hier die Ausrückfeder 10 ebenfalls einen Hebel darstellt - die Kupplung geschlossen wird, spricht man hier

25 auch von einer so genannten „gedrückten“ Kupplung. Wären die dreieckig dargestellten Auflagerpunkte der Ausrückfeder 10 an der Druckplatte 3 radial innen und an dem Kupplungsdeckel 4 außen, so wäre eine Wirkungsumkehr möglich und man könnte durch Drücken der Ausrückfeder 10 die Kupplung auch schließen. Kupplungen, die durch Drücken geöffnet werden, auch wenn sie nicht dargestellt  
30 sind, sind deshalb Gegenstand der Erfindung.

In der Figur 1 liegen ein Energiespeicher 9 – hier als Wendelfeder ausgebildet – das radial äußere Ende des Hebels 7 und ein verlagerbarer Drehpunkt 8 im Wesentlichen auf einer Wirklinie. Da es sich bei den Figuren der vorliegenden Anmeldung im Wesentlichen um rotationssymmetrische Teile handelt, die in der 5 zeichnerischen Darstellung so genannte umlaufende Linien aufweisen würden, und diese aber die Übersichtlichkeit beeinträchtigen würden, sind diese umlaufenden Linien in den Figuren dieser Anmeldung weggelassen worden. Aus diesem Grund entsteht dann beispielsweise bei dem Hebel 7 der Eindruck, dass es sich um ein Element handelt, welches stabförmig ausgebildet ist und in der Ebene 10 der Darstellung liegt. Der Hebel 7 kann als Scheibe ausgebildet sein, welche über radiale Schlitze verfügt, so dass gewissermaßen einzelne Hebel 7 entstehen. Der Hebel 7 kann im Rahmen der Erfindung aber auch als ein einzelner, radialer Hebel gestaltet sein, wie in den Figuren 13 bis 17 noch näher erläutert wird. Im Rahmen der Erfindung ist es hierbei ohne Bedeutung, ob die Scheibe von außen 15 nach innen oder von innen nach außen teilweise geschlitzt ist. Wichtig ist lediglich, dass der verlagerbare Drehpunkt 8 auf einer im Wesentlichen radialen Teilfläche der Scheibe nach innen – bzw. – auch nach außen laufen kann. Der Hebel 7 ist in den Figuren 1 und 2 nicht gradlinig dargestellt. Er ist aus der Sicht des verlagerbaren Drehpunktes 8 gewissermaßen konkav geformt. Der verlagerbare Drehpunkt 20 8 besteht aus mehreren Rollen, welches den Vorteil hat, dass eine dieser Rollen auf der Oberfläche des Hebels 7 abrollen, während eine andere Rolle auf der Oberfläche der Abstützung 34 laufen kann. Gäbe es nur eine einzige Rolle bei dem verlagerbaren Drehpunkt 8, so wären die Drehrichtungen der Rolle auf der Hebeloberfläche und die Drehrichtung auf der Abstützung 34 gegenläufig, was dazu 25 führen würde, dass ein radiales Verlagern dieses Drehpunktes 8 erschwert würde.

In der schon beschriebenen Position des verlagerbaren Drehpunktes 8 in der Figur 1, wirkt die Spannkraft des Energiespeichers 9 auf einer Hebellänge, die gleich null ist. Deshalb kann kein Moment des Hebels 7 auf das Ausrücklager 14 30 wirken. Wird nun allmählich – in der Praxis sind das evtl. nur wenige Millisekunden – der verlagerbare Drehpunkt 8 radial zur nicht dargestellten Welle 1 hin bewegt, so nimmt die Hebellänge zwischen dem Energiespeicher 9 und dem Drehpunkt 8

immer weiter zu. Gleichzeitig verkürzt sich die Hebellänge von dem Drehpunkt 8 bis zu seinem Auflagerpunkt am Ausrücklager 14. Dadurch wird durch das Verlagern des Drehpunktes 8 in dramatischer Weise eine Kraftveränderung auf das Ausrücklager 14 bewirkt. In der Figur 2 ist schließlich der verlagerbare Drehpunkt

5 8 in seiner radial inneren Position angelangt. Hier wird ein maximales Moment des Hebels 7 auf das Ausrücklager 14 ausgeübt. In Verbindung mit der Tellerfeder 10 (Ausrückfeder), die wiederum ein Hebelsystem darstellt, kann dann die Anpresskraft auf die Druckplatte 9 durch diese weitere Hebelübersetzung noch verstärkt werden.

10

Durch die konkave Form des Hebels 7 kann der verlagerbare Drehpunkt 8 radial verstellt werden, ohne dass er hierbei eine „Steigung“ überwinden muss. Dieses hat den Vorteil, dass das Verstellen des verlagerbaren Drehpunkts 8 auch mit geringem Energieaufwand bewerkstelligt werden kann. Durch die konkave Form des 15 Hebels 7 (bzw. konkave Form einzelner hebelförmiger Zungen einer Tellerfeder) ist die Tangente am Berührpunkt des konkaven Hebels im Wesentlichen parallel zu der radialen Bahn des verlagerbaren Drehpunktes 8.

Mit den Figuren 3 und 4 wird eine Ausgestaltung des Prinzips der Figuren 1 und 2

20 gezeigt. Die Figuren 3 und 4 müssen hier ebenfalls wiederum im Zusammenhang betrachtet werden, weil die Figur 3 hierbei eine geöffnete Kupplung, während die Figur 4 eine geschlossene Kupplung zeigt. Die Kupplung 2 ist ergänzend mit einem Torsionsdämpfer 13 ausgerüstet, wodurch motorseitige Drehungleichförmigkeiten getriebeseitig minimiert werden.

25

Der Kupplungsdeckel der Kupplung 2 weist hierbei Einstanzungen auf, auf denen sich ein Energiespeicher 9 – hier als Tellerfeder ausgebildet – abstützt. Die Tellerfeder ist hier gespannt, weshalb sie im Wesentlichen einen ebenen Ring bildet. Zwischen dem Energiespeicher und dem Hebel 7 ist am oberen Ende des Hebels 30 ein radial fester Drehpunkt 11 angeordnet. Dieser Drehpunkt 11 ist beispielsweise als Drahtringlager ausgebildet. Dieser Drehpunkt 11 gestattet zwar ein Schwenken des Hebels 7 in der Ebene der Darstellung, aber er gestattet kein radiales

Verschieben. Der Kupplungsdeckel 4 weist an seiner Innenfläche – d. h. der Druckplatte 3 zugewandt – eine ebene Lauffläche auf. Auf dieser Lauffläche liegt eine Mäanderfeder 15 an. Diese Mäanderfeder 15 ist auch noch mal neben der Figur 3 in einem Ausschnitt ihrer Draufsicht dargestellt. In den oberen – d. h. in ihren äußereren - Enden befinden sich in diesem Ausführungsbeispiel rechteckige Fenster, in denen Zylinderrollen paarweise übereinander angeordnet sind. Die inneren Enden dieser Mäanderfeder 15 sind mit einer Art Haken versehen, mit denen sie mit einer speziellen Tellerfeder 22 eine mechanische Verbindung eingehen. Wegen der gewählten Darstellung, bei der keine umlaufenden Linien gezeigt werden, scheint diese Tellerfeder 22 aus einem schwanenhalsförmigen Draht zu bestehen. Die gleiche Verwirrung könnte bezüglich einer Ausrückschale 24, die in Wirkverbindung mit dem Ausrücklager 14 besteht, zustande kommen. Vergegenwärtigt man sich jedoch, dass sowohl die Tellerfeder 22, als auch die Ausrückschale – wie der Name hier schon sagt – schalenförmige Elemente sind, so wird die Wirkungsweise dieser Bauteile schneller deutlich. Die Tellerfeder 22 ist dadurch gekennzeichnet, dass sie sowohl vom äußeren Durchmesser bis etwa zu ihrer Mitte, als auch von ihrem inneren Durchmesser in Richtung Außendurchmesser teilweise geschlitzt ist. In dem hier vorliegenden Ausführungsbeispiel gibt es einen ringförmigen, nicht geschlitzten Bereich, der ungefähr im inneren Drittel der Tellerfeder 22 liegt. Dieser nicht geschlitzte, ringförmige Bereich der Tellerfeder 22 besitzt nach den Regeln der Festigkeitslehre eine so genannte neutrale Faser 23. Erfährt nun die Tellerfeder 22 in ihrem inneren Durchmesserbereich eine Krafteinwirkung nach links, so muss der ungeschlitzte, ringförmige und zugleich kegelförmige Bereich der Tellerfeder zunächst erst mal „flach gedrückt werden“. Ist dieser flach gedrückte Zustand überschritten, so versucht sich wieder eine Kegelform einzustellen, wodurch die Bewegung der Tellerfeder 22 fortgesetzt wird. Durch die beschriebene Krafteinwirkung auf die Tellerfeder 22 kommt es demzufolge zu einer Formänderungsarbeit, die der Biegung entspricht, denn es bilden sich umfängliche Zug- bzw. Druckspannungen diametral zur ringförmigen, neutralen Faser aus. Bei der beschriebenen, elastischen Verformung der Tellerfeder 22 wird der Durchmesser der neutralen Faser nicht verändert, jedoch wandert der Ring der neutralen Faser axial nach links. Die äußeren Zungen der Tellerfeder

22, die durch die äußenen Schlitze gebildet werden, führen hierbei eine starke Schwenkbewegung um die neutrale Faser aus. Da diese äußenen Enden der Tellerfeder 22 zugleich auch in die inneren Haken der Mäanderfeder 15 eingreifen, wird hierbei die Mäanderfeder radial nach innen gezogen. Diese Lageänderung

5 der Mäanderfeder 15 ist deshalb möglich, weil die einzelnen Segmente der Mäanderfeder mittels dünner Stege miteinander verbunden sind. In der rechten Hälfte der Figur 4 kann man deutlich sehen, wie diese Stege durch das „nach innen ziehen der Mäanderfeder 15“ die Stege enger zusammen gerückt sind, wodurch ein geringerer Innen- als auch Außendurchmesser der Mäanderfeder 15 möglich

10 ist, ohne dass sich die einzelnen Segmente der Mäanderfeder 15 gegenseitig behindern. Durch die radiale Bewegung der Mäanderfeder 15 wandert der verlagerbare Drehpunkt 8 näher zur Welle 1. Da der verlagerbare Drehpunkt 8 aus zwei übereinander angeordneten Wälzlagerkörpern besteht, gibt es beim Verlagern dieses Drehpunktes 8 keine nennenswerten Reibungsverluste, da vorteilhafter

15 Weise die Drehrichtungen des Wälzkörpers auf dem Hebel 7 und des Wälzkörpers auf der Innenseite des Kupplungsdeckels 4 und auch die Drehbewegung der Wälzkörper zueinander, jeweils ein aufeinander Abrollen darstellen.

Ist nun der Drehpunkt 8 radial nach innen verlagert worden, so drückt dann der

20 Hebel 7 in diesem Fall auf eine Verschleißnachstellung 12, die auf der Druckplatte 3 angeordnet ist. Der Hebelarm zwischen dem Drehpunkt 8 und dem festen Drehpunkt 11 stellt dann eine relativ große Länge dar, wodurch der Energiespeicher 9 seine in ihm innewohnende Kraft über den Drehpunkt 11 in den Hebel 7 einleiten kann. Die Kupplung wird dadurch geschlossen. Soll die Kupplung wieder

25 geöffnet werden, so ist lediglich ein umgekehrter Bewegungsablauf erforderlich.

Die Figuren 5 bis 8 zeigen jeweils ein doppeltes, erfindungsgemäßes Hebelsystem in Verbindung mit einer Doppelkupplung. Bei den Doppelkupplungen aus den Figuren 5 bis 8, ist die Gegendruckplatte 6 mittig zwischen den Kupplungsscheiben 5a, 5b und mittig zwischen den Druckplatten 3a, 3b angeordnet. Die Gegendruckplatte 6 ist drehfest mit einem Gehäuseteil der Doppelkupplung verbunden. Der Kupplungsdeckel 4 ist ebenfalls mit der Gegendruckplatte und damit mit

dem Gehäuse der Doppelkupplung verbunden. In der Figur 5 sind die Stellmotoren 21a, 21b als so genannte Starter-Generator ausgebildet. Die Außenhülle der Stellmotoren 21a, 21b – üblicherweise Stator genannt – ist hier drehbar gestaltet, wodurch der Begriff Stator – also stehendes Teil – nicht geeignet ist und deshalb hier der neutrale Begriff Hülle verwendet wird. Mit anderen Worten: Die Innenhülle der Stellmotoren 21a, 21b ist drehfest und mittels einer geeigneten mechanischen Brücke mit dem nicht rotierenden Getriebekörper verbunden. Über diesen nicht rotierenden Teil der Stellmotoren 21a, 21b erfolgt auch die Stromzufuhr (hier nicht dargestellt). Von jedem der Stellmotoren 21a, 21b erstreckt sich ein Arm radial nach außen, wobei am Ende eines jeden Armes eine Querachse mit einer Rolle angeordnet ist. Der Stift des Stellmotors 21a, greift in einen so genannten radialen Federbandaktor 16a ein. Dieser Federbandaktor (entsprechendes gilt für den Federbandaktor 16b) besteht beispielsweise aus einer spiralförmig gewickelten Feder (vorzugsweise aus Metall gefertigt), die mit mindestens einem ihrer Enden mit einer Mäanderfeder verbunden ist, um ein Schlupfen dieses Federbandaktors in der Mäanderfeder zu verhindern. Da die Mäanderfeder 15a (entsprechendes gilt für 15b) drehfest mit dem Kupplungsdeckel 4 verbunden ist, ergibt sich bei einer nicht rotierenden Hülle des Stellmotors 21a ein Durchkämmen des Stiftes in den Lagen des Federbandaktors, wobei dieser je nach Drehrichtung der Doppelkupplung und je nach Wickelrichtung des Federbandaktors 16a die Mäanderfeder 15a entweder radial nach innen zieht, oder nach außen drückt. Hierdurch erfolgt eine Verlagerung des radial verlagerbaren Drehpunktes 8a. Der dem Drehpunkt 8a zugeordnete Hebel 7a drückt auf eine Verschleißnachstellung 12a und einem radial fixen Drehpunkt 11a. Vom Drehpunkt 11a gibt es wiederum einen Kraftfluss mittels einer Klammer 25a auf den Energiespeicher 9. Dieser Energiespeicher 9 wirkt wiederum auf den Hebel 7b den Drehpunkt 8b und dem Energiespeicher 9. Es ist eine Besonderheit in den Figuren 5 bis 8, dass bei den dort dargestellten Doppelkupplungen und der auch doppelt vorhandenen, erfindungsgemäßen Hebelsysteme, es jeweils nur einen Energiespeicher 9 gibt, der aber jeweils für beide Hebelsysteme zuständig ist.

Die Klammer 25a, 25b und deren Durchdringungen durch die anderen Körper (beispielsweise Gegendruckplatte 6 oder Kupplungsdeckel 4), sind ohne weitere Schnittzeichnungen oder weitere Ansichten kaum korrekt darstellbar. Deshalb ist hier teilweise auf Schraffierungen oder der Darstellung von Durchbrüchen verzichtet worden, um die Übersicht nicht weiter zu beeinträchtigen.

5 Die Klammer 25a verbindet die beiden Hebelsysteme untereinander, während die Klammer 25b die Wirkverbindung von den Hebelsystemen zur Druckplatte 3b herstellt. Zwischen dem rechten Ende des Hebels 25b und dem äußeren Ende des Hebels 7b ist eine Verschleißnachstellung 12b angeordnet, die mittels eines  
10 Rampenringes und einer axial gezahnten Innenseite an der Klammer 25b arbeitet.

In den Figuren 1 und 2 ist ein Axial-Lager (14) erforderlich, weil ein drehfestes Ausrücksystem bzw. ein drehfestes Hebelsystem auf drehende Teile der Kupplung einwirkt und deshalb Relativdrehbewegungen ausgeglichen werden müssen.

15 Um keine großen Durchmesser bei Ausrücklagern zu benötigen, wird der Kraftfluss in die Nähe des Wellendurchmessers geleitet und von da aus wieder zu den eigentlichen Pressflächen. So lässt sich ein kleines Axiallager realisieren. Werden Bremsen, genauer gesagt Getriebebremsen – beispielsweise in einem Automatikgetriebe – realisiert, so werden zunächst rotierende Bremsscheiben mittels  
20 Druckplatten – die drehfest zum Gehäuse sind – abgebremst (die Gegendruckplatte ist sowieso gehäusefest). Weil aber die Druckplatte hier drehfest ist, kann mittels einer Mechanik, die direkt am Getriebegehäuse angebracht ist, direkt auf die ebenfalls drehfeste Druckplatte eingewirkt werden, ohne dass man ein Axiallager benötigt. Die Betätigung der Doppel-Kupplungen aus den Figuren 5 bis 7 ist deshalb vorteilhaft, weil hier ebenfalls kein Axiallager benötigt wird.

25 Beim Betätigen des Stellmotors 21b mittels des Federbandaktors 16b und der Mäanderfeder 15b wird die Druckplatte 3b bewegt. Wird die Mäanderfeder 15b mit ihrem Drehpunkt 8b radial weit nach außen gefahren, so drückt sich dann die

30 Druckplatte 3b an die Kupplungsscheibe 5b und damit an die Gegendruckplatte 6 an. Soll jedoch die rechte Kupplungshälfte geschlossen werden – also die Druck-

platte 3a gegen die Gegendruckplatte bewegt werden – so muss in diesem Fall der radial verlagerbare Drehpunkt 8a radial nach innen bewegt werden.

Es wurde bereits angedeutet, dass die Relativbewegung der Stifte den Federbandaktoren 16a und 16b für ein Öffnen und Schließen der Kupplungshälften verantwortlich ist. Um keine Verstellung der Drehpunkte 8a und 8b hervorzurufen, muss also der äußere Ring der Stellmotoren 21a, 21b mit gleicher Drehzahl wie die Doppelkupplung umlaufen. Ein radiales Verstellen der Mäanderfedern 15a, 15b kann also durch Anhalten der äußeren Hülle der Stellmotoren geschehen oder aber auch durch eine Erhöhung ihrer jeweiligen Drehzahl bewerkstelligt werden. Für eine Betätigung einer Kupplung ist hierbei nicht nur die Drehrichtung und Drehzahl der Kupplung und die Drehrichtung und Drehzahl der Stellmotoren 21a, 21b ausschlaggebend, sondern die Stellbewegungen hängen auch davon ab, ob der betreffende Federbandaktor „links herum“ oder „rechts herum“ gewickelt ist.

15 In der Figur 6 wird eine weitere Ausgestaltung der Erfindung gezeigt. In diesem Ausführungsbeispiel sind in einer radial sich erstreckenden Ebene, die drehsynchron mit der Gegendruckplatte 6 läuft, auf der Innen- als auch auf der Außenseite spiralförmige Nute vorhanden. Vorteilhafterweise wird in diesem Ausführungs-  
20 beispiel diese Ebene von dem Kupplungsdeckel 4 gebildet. Dieses ist deshalb vorteilhaft, weil dadurch kein weiteres Bauteil benötigt wird. Die Hebel 7a, 7b sind hier in besonderer Weise gelagert: Sie stützen sich zusätzlich zu den Punkten 8a, 8b auf Drehpunkte 11a bis 11d ab, die als Kugelrollen ausgebildet sind. Diese Kugelrollen laufen jeweils in ringförmigen Nuten. Soll beispielsweise der Dreh-  
25 punkt 8a für den Hebel 7a verstellt werden, so wird der scheibenförmige Hebel 7a mittels eines Stellringes 17a (hier als Hohlrad ausgebildet) gedreht. Der Stellring 17a weist an seinem Innendurchmesser eine Verzahnung auf, in die ein Ritzel ei-  
nnes exzentrisch angeordneten Stellmotors 21a eingreift. Durch die exzentrische Anordnung des Stellmotors 21a kann dieser nicht direkt mit seiner Stromversor-  
30 gung verbunden sein, weil sonst das Verbindungskabel sich um die Welle 1 wi-  
ckeln würde. Deshalb ist dieser Stellmotor 21a mittels eines Stromübertragers 26 elektrisch mit der drehfesten Umgebung verbunden. Dieser Stromübertrager 26

besteht im Wesentlichen aus Schleifkontakten, die zwischen einem feststehenden und einem mitrotierenden Teil des Stromübertrages, elektrische Verbindung herstellen (der dem Stellring 17b und damit dem Hebel 7b zugeordnete Stellmotor 21b liegt zeichnerisch hinter dem Stellmotor 21a und ist deshalb nicht in der Figur 5 zu sehen). Soll nun beispielsweise der Drehpunkt 8a für den Hebel 7a radial nach innen verlagert werden, so wird der scheibenförmige Hebel 7a – in Abhängigkeit von der Wickelrichtung der spiralförmigen Nute – angetrieben. Während dieses Verstellens läuft der Hebel 7a gleichzeitig auf seinen Drehpunkten 11a und 11c. Da die Nuten der Drehpunkte 11a und 11c aber ringförmig – d. h. kreisförmig – sind, ergibt sich hier keine Veränderung ihrer radialen Position. Der Energiespeicher 9 für den Hebel 7a wirkt in dem Ausführungsbeispiel der Figur 6 nicht direkt. Erst mit der Klammer 25a wird eine Wirkverbindung zu dem Energiespeicher 9 aufgebaut. In dem Ausführungsbeispiel der Figur 6 ist auch deutlich zu erkennen, dass dieser Energiespeicher 9 zugleich auch für den Hebel 7b zuständig ist.

10 Die Hebel 7a und 7b der Figur 6, sind zumindest in den Bereichen, die von den Drehpunkten 8a, 8b, 11a, 11b, 11c, 11d überstrichen werden, nicht geschlitzt, da sonst die spiralförmig bzw. kreisförmig wandernden Kugeln in die entsprechenden Schlitze fallen könnten.

15 20 Wegen der nur punktförmigen Tragfähigkeit der Kugeln und weil die Kugeln sich umfänglich bewegen, genügt es in dem Ausführungsbeispiel der Figur 6 nicht, wenn eine begrenzte Anzahl Wälzkörpem verwendet wird – wie es beispielsweise in Verbindung mit einer Mäanderfeder 15 machbar ist – sondern hier ist ein ganzer Ring von Kugeln auf dem Umfang mindestens einer Spirale und auf dem Umfang der Lagerstellen 11a, 11b, 11c, 11d anzuordnen. Befinden sich die Kugeln einer Spirale, die beispielsweise den Drehpunkt 8a darstellen, im inneren Durchmesser der Spirale, so macht diese aus Kugeln gebildete Spirallinie etwa einen Winkel von 360° aus. Ist dagegen der Drehpunkt 8a beispielsweise radial sehr weit nach außen verlagert worden, so bilden die spiralförmig angeordneten Kugeln einen Winkel kleiner als 360°. Um zu verhindern, dass die Kugeln – beispielsweise durch undefinierte Lastbedingungen sich ungleichmäßig über die in dem Kupplungsdeckel 4 eingeprägt Spirale verteilen, ist es vorteilhaft, wenn man

25 30

beide Enden dieser „Kugelspirale“ mittels einer Führungsgabel 27 fixiert. Diese Führungsgabel 27 ist als kleine separate Figur in der Figur 6 dargestellt, wobei diese Figur, die Situation der „Kugelspirale“ wiedergibt, die bei der radial inneren Position des Drehpunktes 8a gegeben ist. Das innere Ende der Kugelspirale und 5 das äußere Ende der Kugelspirale stoßen hierbei in die Enden der Gabelschlitze. Der Doppelpfeil an der Führungsgabel 27 soll hierbei nicht andeuten, dass die Kugeln per Krafteinwirkung auf die Führungsgabel 27 verschoben werden, sondern, dass die Führungsgabel 27 je nach Verstellrichtung sich in diese beiden Richtungen bewegt. Befindet sich die „Kugelspirale“ auf einem äußeren Durch- 10 messer der spiralförmigen, eingeprägten Nut, so verteilen sich die Kugeln auf einem größeren Spiral-Umfang, wodurch die linke, innere Kugel und/oder die rechte, äußere Kugel nicht mehr in den Gabelschlitzen anliegen. Dieses ist aber nicht nachteilig, weil insgesamt aber im Wesentlichen die Kugeln nur auf einem Gang der Spirale angeordnet sind, wodurch im Wesentlichen ein ringförmiger Drehpunkt 15 8a entsteht. Durch die Führungsgabel 27 können aber keine Kugeln auf eine weiter innen oder auf einer weiter außen liegenden Spirale gelangen, welches zu undefinierten Lagerbedingungen führen könnte.

Mit der Figur 7 wird eine Kombination aus den Figuren 6 und 5 gezeigt. Die Stell- 20 motoren 21a und 21b sind wiederum exzentrisch zur Welle 1 angeordnet. Die ver- lagerbaren Drehpunkte 8a und 8b werden mittels einer Kulisse 28a, 28b verlagert. In dem Kupplungsdeckel 4a, 4b und in den Hebels 7a, 7b sind jeweils deckungs- 25 gleiche Spiralsegmente eingearbeitet. Diese Spiralsegmente sind vorteilhafterweise eingestanzt, da dieses Bearbeitungsverfahren einfach, schnell, ausreichend präzise und damit auch kostengünstig ist. In den Kulissen 28a, 28b sind ebenfalls Spiralsegmente eingearbeitet, die jedoch im Wesentlichen im rechten Winkel zu den Spiralsegmenten der Kupplungsdeckel 4a, 4b bzw. der Hebel 7a, 7b orientiert sind. Eine Teilansicht der Kulissenanordnung ist in der kleinen Figur neben der Doppelkupplung dargestellt. Hierbei stellt die schmalere Einprägung ein Spiralsegment eines Kupplungsdeckels 4a, 4b und die breitere Nut das Spiralsegment einer Kulisse 28a, 28b dar. Wird nun diese Kulisse 28a, 28b mittels eines Stellmo- 30 tors 21a, 21b um die Drehachse der Welle 1 gedreht, so verschieben sich die Ku-

geln der Drehpunkte 8a und/oder 8b radial. In der Figur 7 ist auch wieder zu sehen, dass der Energiespeicher 9 sowohl den Hebel 7a als auch den Hebel 7b bedient.

- 5 In Verbindung mit früheren Ausführungsbeispielen dieser Anmeldung – beispielsweise Figur 3 und Figur 4 – wurde bereits angesprochen, dass ein übereinander Anordnen von Wälzkörpern die Verstellung der Drehpunkte 8a und 8b erleichtert. In dem Ausführungsbeispiel der Figur 7 sind es jedoch keine zylindrischen Wälzkörper, sondern Kugeln. Aber auch in Verbindung mit Kugeln ist es sinnvoll, wenn diese Wälzkörper paarweise übereinander angeordnet werden, wodurch dann auch hier die Verstellreibung minimiert wird. Ein Abgleiten der einen Kugel von der anderen Kugel wird erfindungsgemäß dadurch verhindert, dass die paarweise angeordneten Kugeln in der einen Querrichtung von der Kulisse, und in der anderen Querrichtung von den Spiralsegmenten der Kupplungsdeckel 4a, 4b und den Spiralsegmenten der Hebel 7a, 7b gehalten werden
- 10
- 15

In der Figur 8 wird eine weitere Ausgestaltung einer Mäanderfeder 15a bzw. 15b gezeigt. In der der Figur 8 zugeordneten Detailansicht deuten die rechteckigen, umfänglichen Schlitze an, dass hier zylindrische Wälzkörper platziert werden. Die

- 20 radialen, langen Schlitze erstrecken sich abwechselnd vom Außendurchmesser der Mäanderfeder 15 zum Innendurchmesser und vom Innendurchmesser nahe an den Außendurchmesser, wodurch schlanke, nachgiebige Stege entstehen und dadurch die einzelnen Segmente der Mäanderfeder auf einander zu oder von einander weg bewegt werden können.
- 25

Die Darstellung der Figur 8 ist wegen der Weglassung der Umfangslinien wieder etwas irreführend. Die inneren, schräg verlaufenden Schenkel der Mäanderfeder 15a und 15b scheinen drahtförmig gestaltet zu sein. Sie sind jedoch wegen ihrer

rotationssymmetrischen Struktur tatsächlich kegelförmig. Durch diese Kegelform

- 30 bietet sich eine vorteilhafte Anlagefläche für die Axiallager 14a und 14b, mittels der die Mäanderfedern 15a, 15b radial nach außen verschoben werden können. Ein Verschieben der Mäanderfedern radial nach innen kann beispielsweise mittels

eines nicht dargestellten Federmechanismus' erfolgen. Auch wurden in dieser Darstellung auch die Klammern weggelassen, die die linke Druckplatte betätigt.

Die Figuren 9 und 10 zeigen jeweils 2 Figuren, wobei die linke Figur jeweils eine geschlossene Kupplung zeigt und die rechte Figur ausschnittsweise die dazugehörige geöffnete Kupplung veranschaulicht.

In der Figur 9 besteht der Kupplungsdeckel 4 fast nur noch aus einem schmalen Ring, der an seinem der Gegendruckplatte 6 zugewandten Ende mit einem Befestigungsflansch versehen ist und an seinem anderen Ende einen doppelt gekröpften Rand aufweist. Dieser gekröpfte Rand dient als radial unverrückbarer Drehpunkt für den Hebel 7. Der Hebel 7 ruht fernerhin auf einem Berührpunkt der Verschleißnachstellung 12.

Der Hebel 7 ist hier wieder als Tellerfeder ausgebildet, wobei diese Tellerfeder aus einem schmalen, ungeschlitzten, inneren Ring, aus relativ langen Außenzungen und aus kurzen, abgewinkelten Innenzungen besteht. Der Ring, also der ungeschlitzte Teil der Tellerfeder (entspricht dem schraffierten Bereich), weist eine im Wesentlichen mittige neutrale Faser 23 auf, um die er schwenkt, wenn eine Krafteinwirkung auf mindestens eine der Zungen erfolgt. Mit anderen Worten: Die Lage des ungeschlitzten Bereiches innerhalb einer Tellerfeder bestimmt entscheidend deren Wirkungsweise, da die Lage der neutralen Faser den Bereich vorgibt, der keiner Verformung unterliegt.

Durch die Drehbewegung der Kupplung - und damit auch des Hebels 7 - entstehen Fliehkräfte, durch die die radial sich erstreckenden langen Zungen in einem besonders starken Maße nach außen geschleudert werden. Es entsteht um die neutrale Faser 23 herum ein linksdrehendes Moment. Durch eine Rückstellfeder 29 (hier auch wieder als Tellerfeder ausgebildet) wird die Ausrückfeder 10 nach rechts gedrückt. Wie in dem rechten Teil der Figur zu sehen ist, hat die Ausrückfeder 10 einen im äußeren 2/3-Bereich liegenden, ungeschlitzten

Bereich. Dieser Bereich weist eine neutrale Faser 23 auf, die von der des Hebels 7 verschieden ist. Im rechten Teil der Figur ist auch zu sehen, dass dieser ungeschlitzte Bereich leicht kegelförmig gestaltet ist. Deshalb ist diese Tellerfeder 10 hier zugleich auch der Energiespeicher 9, der bei der Bewegung der Tellerfeder 10 nach links, der kegelförmige Bereich elastisch verformt und damit gespannt wird.

Wird nun die Tellerfeder 10 mittels des Axiallagers 10 nach links gedrückt, so bewegt sich eine in den äußeren Zungen der Tellerfeder 10 platzierte Rolle auf der Oberfläche der Unterseite des Hebels 7 nach links. Es wird hierbei der Punkt der Krafteinleitung an den inneren, kurzen, abgewinkelten Zungen des Hebels 7 ebenfalls nach links verlagert. Damit sich die Tellerfeder nach links bewegt, muss sowohl die Spannkraft der Rückstellfeder 29, die Verformungskraft für die Tellerfeder 10, als auch Schließkraft für den Hebel 7 aufgebracht werden.

15

Die Tellerfeder 10 wird im Zusammenhang mit der Figur 9 bewusst nicht Ausrückfeder genannt, weil die dargestellte Kupplung durch Drücken des Axiallagers 14 gegen die Kupplung geschlossen wird. Die Tellerfeder 10 wäre dann eher eine Drückfeder statt einer Ausrückfeder. Aufgrund dieses Kupplungsaufbaus werden diese Kupplungen auch „gedrückte“ Kupplungen genannt. Bei diesen Kupplungen kann aber durch eine Vorrichtung, die eine kinematische Umkehr bewirkt, mit einem gedrückten Kupplungspedal dennoch die Kupplung geöffnet werden, denn bei einem Nachlassen der Kraft auf das Axiallager 14 würde vor allen Dingen die Rückstellfeder 29 die Tellerfeder 10 nach rechts drücken und damit die Kupplung öffnen. Häufig wird das „Zudrücken“ von Kupplungen auch elektromotorisch bewerkstelligt.

Die Kupplung der Figur 10 ist wieder eine „normale“ Kupplung, d.h. dass bei einem gedrückten Kupplungspedal die Kupplung öffnet. Weil bei dieser Bauweise keine elektromotorische Betätigung erfolgt, steht der Fuß in direkter Wirkverbindung mit der Tellerfeder 10. Man spricht deshalb auch von Kupplungen mit Pe-

dalgefühl. Der ungeschlitzte Bereich des Hebels 7 – hier wieder als Tellerfeder ausgebildet – befindet sich hier ganz am inneren Rand. Durch die Lage der neutralen Faser dieses Bereiches kommt es hier nicht zu einem Kippen der Zungen um einen etwa mittleren Durchmesserbereich, wie bei der Figur 9.

5

Mit den Figuren 11 und 12 wird ein Hebelsystem gezeigt, bei dem der mindestens eine Hebel 7a, 7b an einem Haltering 20 angebracht ist. Diese Bauweise eines Hebels wird auch segmentierter Ringhebel 18 genannt. Der Haltering 20 ist im Wesentlichen konzentrisch zu der zu betätigenden Kupplung oder Getriebe-

10 Bremse angeordnet. Die Figur 11 zeigt einen Ausschnitt dieser ringförmigen Struktur, während die Figur 12 einen Längs-Halbschnitt zur Welle 1 verdeutlicht. Die Hebel 7a, 7b sind um eine radiale Achse in kleinen Winkelbeträgen schwenkbar. In diesem Ausführungsbeispiel erfolgt das Schwenken mittels eines elastisch verformbaren Steges 19. Auf der Oberfläche der Hebel 7a, 7b sind radial Wälzkörper angeordnet, die umfänglich verlagert werden können. Diese Wälzkörper bilden je einen verlagerbaren Drehpunkt 8a, 8b (bzw. 8a', 8b' nach der Verlagerung). Der radiale Strich – hier am längeren Ende des Hebels – deutet die Berührlinie des Energiespeichers an.

20 In der Figur 12 ist zwischen zwei Betätigungsseinrichtungen für die Druckplatten 3a, 3b eine Führungsfläche 30 angeordnet, die ortsfest in einem Getriebegehäuse befestigt ist. Auf dieser laufen in je einer Kulisse 28a, 28b übereinander liegende Wälzkörper. Die äußeren Wälzkörper berühren die Oberfläche der Hebel 7a, 7b. Die Kulissen 28a, 28b werden mittels je eines Stellmotors 21a, 21b um die Drehachse der Welle 1 geschwenkt. Die mechanische Kopplung der Kulissen 28a und 28b erfolgt mittels einer Schneckenrad-Profilierung und einer Schnecke am Stellmotor.

30 Wird nun beispielsweise die Kulisse 28a um die Drehachse der Welle 1 geschwenkt, so verlagert sich der Drehpunkt von 8a nach 8a' oder umgekehrt. Da das eine Ende des Hebels mit dem Energiespeicher 9a belastet ist, ergibt sich schließlich die Situation, dass der Energiespeicher mittels eines langen Teil-

Hebels ein hohes Moment erzeugt. Da zwangsläufig der andere Teilhebel kurz ist, drückt er mit einer hohen Kraft auf die Duckplatte 3a, wodurch sie sich gegen die Scheibe 5 (hier ist es eine Getriebe-Bremsscheibe) bewegt. Da die Gegendruckplatte 6 ortsfest ist, wird die Bremsscheibe 5 schließlich zwischen den Platten 6 und 3a gehalten. Bei einem Zurückschwenken der Kulisse 28a wird die Bremsscheibe allmählich wieder freigegeben.

Die gestrichelten Linien in den Platten 3a und 6 deuten an, dass diese Platten vor teilhafterweise, teilweise hohl ausgestaltet werden können. Dadurch können sie

10 mit einer Kühlung – vorzugsweise mit einer Wasserkühlung – versehen werden, wodurch die Erwärmung der Reibflächen, der Reibbeläge und der benachbarten Körper minimiert werden können.

Es ist im Zusammenhang mit den Figuren 11 und 12 noch anzumerken, dass der

15 gezeigte Mechanismus nicht nur für eine Getriebe-Bremse, beispielsweise in einem Automatik-Getriebe, sondern auch für eine Kupplung verwendet werden kann. Umgekehrt können die Ausführungsbeispiele, bei denen eine Kupplung dargestellt ist, auch in Verbindung mit Getriebe-Bremsen angewendet werden.

20 Die Figuren 13 bis 17 zeigen in verschiedenen Ansichten eine weitere Ausgestaltung der Erfindung (hier fand bei der Auswahl der Ansichten die so genannte „amerikanische Abwicklung“ Anwendung). Mittels eines an der Abstützung 34 angebrachten Stellmotors 21 und vorzugsweise einer seitens des Verstellmotors getriebenen Verstellspindel 33 werden eine Laufrolle 31 und deren zugeordnete

25 Achse 32 entlang der Abstützung 34 und des Hebels 7 bewegt. In diesem Ausführungsbeispiel rollt die Laufrolle 31 auf der Abstützung 34 und die Achse 32 auf der Innenkontur des Hebels 7 (punktierte Linie) ab. Wegen der unterschiedlichen Durchmesser von Laufrolle 31 und Achse 32 könnte es zu Zwängen kommen, weshalb sich dann die Laufrolle 31 und die Achse 32 nur schwer radial (bezogen  
30 auf die Drehachse der Kupplung 2) bewegen lassen. Deshalb ist es vorteilhaft, wenn die Laufrolle 31 mittels eines Lagers – vorzugsweise mittels eines Nadellagers – auf ihrer Achse 32 gelagert ist.

Solange die Laufrolle sich in der Nähe des Energiespeichers 9 befindet, kann keine Krafteinwirkung auf das Axiallager 14 und damit auf die Tellerfeder 10 der Kupplung 2 erfolgen. Während des Weges der Laufrolle 31 und der Achse 32 zur

5 Wellenmitte, rollt in diesem Beispiel die Achse 32 auf einer nicht geraden Linie ab. Dieses ist beispielsweise dann vorteilhaft, wenn bei Wegabschnitten mit normalerweise wenig Energiebedarf, der Stellmotor 21 aber dennoch gleichmäßig ausgelastet sein soll (beispielsweise um keine unnötig langen Kupplung-Betätigungszeiten zu erzeugen). Bei diesen Wegabschnitten kann dann durch eine modifizierte Steigung in der Hebel-Oberfläche Betätigungszeit gewonnen werden.

Sind die Laufrolle 31 bzw. die Achse 32 relativ weit nach innen gefahren, so kann – wie bereits mehrfach im Zusammenhang mit den anderen Figuren erwähnt –

15 der Energiespeicher 9 (hier paarweise und als Wendelfeder ausgestaltet) auf einen langen Teil-Hebel drücken und damit kräftig auf die Tellerfeder 10 oder einen andersartigen Mechanismus drücken.

Wenn – wie in der Anmeldung vielfach beschrieben – Stellmotore 21 für die Betä-

20 tigung der erfindungsgemäßen Vorrichtung verwendet werden, so ist es vorteilhaft, wenn diese Motore nicht nur nach einem einfachen Ein-Aus-Prinzip geschaltet werden, sondern wenn die Motore von einer intelligenten Steuerung angesteuert werden. Hierbei ist es besonders vorteilhaft, wenn die Steuerung mit Sensoren verbunden ist und dann mittels eines digitalen Programms die Betätigungen erfolgen. Sind mehrere Stellmotoren in einem Getriebe vorhanden, so ist es besonders vorteilhaft, wenn diese von einer gemeinsamen Steuerung angesteuert werden, weil dann die Funktion der einzelnen Motore besser aufeinander abgestimmt werden kann.

30 In den Figuren 13 bis 17 sind der Hebel 7, die Abstützung 34 und die Ankopplung des Stellmotors 21 an die Laufrolle 31 (beziehungsweise Achse der Laufrolle 32) aus Blech gefertigt. In einer weiteren, vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung ist

das erfindungsgemäße Hebelsystem in eine Kasten 37 angeordnet. Dieser Kasten ist vorzugsweise aus Blech mittels stanzen gefertigt. Auch der Hebel 7a, 7b kann hierbei als Blech-Stanzteil ausbildet sein. Die Figuren 18a bis 18d liefern über diese Ausgestaltung der Erfindung einen ersten Überblick. In diesen Figuren 5 ist ein doppeltes Hebelsystem zu sehen, welches für die Betätigung, beispielsweise einer Doppelkupplung, Anwendung finden kann. Die Figur 18a ist hierbei ein Längsschnitt durch die Figur 18b entlang der Schnittlinie A-A. Die Figur 18c ist wiederum ein Schnitt entlang der Linie B-B. Die Einzelheit Z1 aus der Figur 18c ist in der Figur 18d dargestellt. Diese Figuren 18a-d müssen zum besseren Verständnis des Hebelsystems immer in einer Gesamtschau betrachtet werden.

10

Man kann gut erkennen, wie die Stellmotoren 21a, 21b wegen der Anordnung der Hebelsysteme in dem Kasten 37 – und dem daraus resultierenden Kastenrand – einfach angeflanscht werden können, wodurch die Verstellspindeln 33a, 33b direkt in das Innere des Kastens hineinragen können. Die Verstellspindeln 33a, 33b werden von Stellmuttern 36 a, 36b umgeben und setzen die rotatorische Bewegung der Stellmotoren in eine translatorische Bewegung um. Da die Stellmuttern mitteln einer Verbindung mit den Laufrollen 31, beziehungsweise mit den Achsen 32 der Laufrolle gekoppelt sind, werden bei der translatorischen Bewegung diese 15 Laufrollen mitbewegt. Die Anbindung der Laufrollen 32 erfolgt mittels eines Omega-förmigen Bauteils, wobei in dem mittleren Bereich dieses Bauteils, ein den Stellmotor umschlingender Bogen vorhanden ist, weshalb man auch von einem Joch 35a, 35b sprechen kann. Die Enden dieses Joches sind ballig ausgestaltet und greifen in die hohle Achse der Laufrolle ein. Dieses „Kugelende“ ist dabei vorzugsweise in der axialen Mitte der Laufrolle angeordnet, wobei dadurch vorzugsweise eine momentenfreie Führung der Laufrollen erfolgt. Wäre das baldige Ende eines Joches – wie man in der Figur 18d gut erkennen kann – außerhalb der axialen Mitte, so würde ein Steuerungsmoment („eine Lenk-Bewegung“) auf die Laufrolle erfolgen. Wie auch weiterhin in der Figur 18d zu erkennen ist, ist in dem Kasten-Boden 40 eine Nut eingebracht, in der ein „Kamm“ 41 der Laufrolle 31 läuft. 20 Da die Laufrolle 31 durch diesen Kamm 41 durch den Schlitz in dem Kasten-Boden 40 geführt wird, könnte eine axiale Außermittigkeit des balligen, beziehungsweise 25 eines Joches 35a, 35b, die in der Figur 18d gut erkennbar ist, keinen Einfluss auf die Führung der Laufrolle 31 haben. 30

hungsweise kugelförmigen, Endes des Joches 35 zum Reiben des Kammes 41 in dem Schlitz führen.

Wie schon gesagt, handelt es sich bei den Figuren 18a-d (und auch bei den Figuren 19a-c) um eine Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Hebelsystems als Doppel-Hebelsystem. Da dieses Doppel-Hebelsystem für die Betätigung einer Doppelkupplung verwendet wird und hierzu – nicht dargestellt – ineinander geschachtelte Betätigungs Hülsen auf der Getriebeeingangswelle angeordnet sind, greifen die Hebel 7a, 7b in axial hintereinander angeordneten Lagerpunkten der Betätigungs Hülsen ein. Mit anderen Worten: Die Hebel 7a, 7b können sich nicht wechselseitig behindern, weil die Gabel des Hebel 7a eine vordere Hülse und die Lagergabe des Hülse 7b eine hintere Betätigungs Hülse bewegt. Deshalb kommt es nicht zu einem Überschneiden der Lagergabeln der Hebel 7a, 7b. Aus diesem Grunde ist der Hebel 7a zumindest in seinem Bereich der Lagergabel anders geformt, als der Bereich der Lagergabel des Hebel 7b.

Die Hebel 7a, 7b und auch der Kasten-Boden 40 weisen sich aber auch noch durch eine andere Besonderheit aus. Diese Bauteile sind vorzugsweise mit einer Profilierung 38 versehen, wobei wiederum vorzugsweise diese Profilierung 38 parallel zu der Schnittachse A-A verläuft. In der Figur 18d war schon ein Teil der Profilierung des Kasten-Bodens 40 zu sehen, wobei hier nicht der Schlitz in dem Kasten-Boden 40 als Profilierung zu verstehen ist, sondern die im Wesentlichen rechteckig ausgestaltet Sicke. Die Profilierung der Hebel ist am besten in der Figur 18b zu sehen. Hier scheint ein überdimensionales großes „E“ eingraviert zu sein. Den Profilierungen ist gemeinsam, dass sie sowohl den Kasten-Boden 40 als auch die Hebel 7a, 7b mit einer enormen Stabilität versehen. Außerdem ist dem hier dargestellten erfindungsgemäßen Hebelsystem in einem Kasten, die Profilierung des Kasten-Boden 40 die Lauffläche für die Laufrolle 31 und die Profilierung der Hebel 7a, 7b ist die Lauffläche für die Achse 32 der Laufrolle. Zur Minimierung der Reibung zwischen der Laufrolle 31 und der Achse 32 ist zwischen beiden ein Nadellager 42 angeordnet. Bei der Verlagerung eines Drehpunkts 8a, 8b (hier bestehend aus jeweils zwei Laufrollen) rollt die Laufrolle 31 auf dem Kä-

ten-Boden 40, während die Achse der Laufrolle 32 an der inneren Hebeloberfläche abrollt. Durch die Drehbewegung der Laufrollenachse 32 ergibt sich auch eine Relativbewegung zwischen der Innenfläche der hohlen Laufrollenachse 32 und dem balligen Ende des Joches 35, weil das Joch 35 schließlich nur eine translatorische Bewegung bewerkstellt. Diese Relativbewegung zwischen den balligen Ende des Joches 35 und dem inneren der Achse 32 und der damit verbundenen Reibung ist aber nicht nennenswert nachteilig, weil hier nur die Kraft an den Gleitflächen angreift, die erforderlich ist, um die Laufrolle 31, beziehungsweise die Achse der Laufrolle 32, zu verschieben. Erfindungsgemäß sind die Kräfte für dieses Verschieben, in Relation zu den Kräften an den Hebelenden, nur sehr gering. Wegen dieser geringen Reibungskraft am balligen Joch-Ende ist hier keine aufwendige Lagerung erforderlich.

In den Figuren 18a-c ist auch die Anbringung der Energiespeicher 9 – hier als 15 Wendefeder ausgestaltet – zu erkennen. Das eine Ende der Energiespeicher 9 stützt sich auf einem gestanzten Absatz der Hebel 7a, 7b ab. Das andere Ende der Energiespeicher 9 ist in Widerlagern 39 gelagert. Die Widerlager 39 sind vorteilhafterweise – weil in einfacher Weise – in Schlitze des Kastens 37 eingehängt. Damit diese Energiespeicher 9 keinen oder nur einen geringen Widerstand ge- 20 genüber einer Querbewegung des Energiespeichers 9 entgegenhalten, sind in den hier dargestellten Ausführungsbeispielen die Widerlager mit einer Sicke ver- sehen, die als Gleitlagerpunkt dienen. In dem der Siccus zugewandten Ende der Energiespeicher 9 ist ein Stopfen einer der Siccus zugewandten Lagerschale ver- sehen. Da bei der Betätigung der Hebel 7a, 7b sich die Lagergabel entlang der 25 Mittelachse der Getriebeeingangswelle bewegt, der Hebel 7a, 7b durch die Verla- gerung des Drehpunktes 8a, 8b aber zugleich eine Schwenkbewegung macht, kommt es für die den Stellmotoren 21a, 21b zugewandten Enden der Hebel zu ei- ner geringfügigen – zur Getriebeeingangswelle – radialen Bewegung. Mit anderen 30 Worten: Die Energiespeicher 9 müssen mit ihrem, dem Hebel 7a, 7b zugewand- ten Ende ebenfalls eine radiale Bewegung bewerkstelligen. Durch die im Wesent- lichen hier zylinderförmige Gestalt der Energiespeicher 9 ergibt sich daraus die schon angesprochene „Quersteifigkeit“. Deshalb ist es vorteilhaft, wenn die Ener-

giespeicher 9 an ihren Enden möglichst gut gelagert sind, damit diese Quersteifigkeit minimiert wird.

Die Figuren 19a-c zeigen den gleichen Gegenstand wie die Figuren 18a-d. Die

5 Figuren 19a stellt hierbei den Schnitt C-C aus der Figur 19b dar. Die Einzelheit Z2 der Figur 19a ist in der Figur 19c zu sehen. Die Schnittlinie C-C ist ihrer Lage deshalb gewählt worden, um besonders die Gestaltung der Lagerung der Energiespeicher 9 zu veranschaulichen, weshalb hier im Besonderen auf die Figur 19c eingegangen wird. Der Hebel 7b ist gut in seinem gestanzten Absatz zu erkennen.

10 Am rechten Ende des Hebels 7b ist eine kleine Warze eingeprägt, wodurch das untere Ende des Energiespeichers 9b geführt wird. Im oberen Ende des Energiespeichers 9b steckt ein Stopfen mit einer zur Zeichnungsebene senkrecht orientierten Lagerschale. In diese Lagerschale greift die Außenfläche der Sicke in den Widerlager 39 ein.

15 Die Figuren 18, 19 und 21b sind nach einer Methode gezeichnet worden, bei der auch Übergänge beispielsweise von einem flächigen zu einem gewölbten Element, mit einer Kante bezeichnet werden. Die auch heute noch teilweise üblichen Lichtkanten, entfallen dadurch. Da die Lichtkanten aber keine klare geometrische

20 Position wiedergeben, kann das bei deren Verwendung zu Verwirrungen kommen. Durch die in der Anmeldung verwendete Darstellungsform ergeben sich eine Vielzahl von zusätzlichen Kanten, die eventuell verwirrend sein können, jedoch entsprechen diese Linien exakt der geometrischen Position.

25 In den Figuren 20a-c ist der prinzipielle Aufbau eines verlagerbaren Drehpunktes in Verbindung mit einem verbindenden Joch 35 und der Stellmutter 36 zu sehen. Der verlagerbare Drehpunkt besteht hier wiederum aus zwei Laufrollen 31, wobei jede Laufrolle eine hier hohle Achse 32 aufweist. Das Joch 35 ist wiederum mit balligen Enden versehen, die im Wesentlichen mit ihrem Zentrum im axialen Zentrum der Laufrollen 31 liegen. In der Figur 20c (entspricht dem Schnitt A-A) ist zu erkennen, dass das Joch 35 in einem bogenförmigen Schlitz der Stellmutter 36 einschnappt. Diese kostengünstige Befestigungsmethode ist deshalb möglich,

weil die Stellmutter 36 als gespritztes, elastisches Kunststoffteil hergestellt ist. Ferner ist die kostengünstige Verbindung zwischen der Stellmutter 36 und dem Joch 35 deshalb möglich, weil die Kräfte auf das Joch während der Verstellbewegung des verlagerbaren Drehpunktes, zumindest bei der Bewegung in Richtung 5 zum Stellmotor 21, gering sind. Dadurch können die Schnapp-Kräfte der Stellmutter 36 das Joch 35 zuverlässig mit sich führen. In den Darstellungen der Figuren 20a und 20b ist der Aufbau einer Laufrolle 31 mit ihrer Achse 32 in vereinfachter Form noch einmal gut zu erkennen. Die Achse 32 ist hier (wie auch schon in den Figuren 18 und 19 an jedem ihrer Enden mit einer Scheibe versehen, wodurch der 10 Laufdurchmesser der Achse 32 vergrößert wird. Diese Vergrößerung des Laufdurchmessers ist vorteilhaft, weil bei geringfügigen Verunreinigungen auf der Lauffläche der Achse, ein größerer Durchmesser einen geringeren Rollenwiderstand hat. Durch die Anordnung dieser Ringe auf den Enden der Achse ist aber vorteilhafter Weise nicht die Positionierung eines Doppelkugellagers zwischen der 15 Achse und der Laufrolle 31 erschwert.

Die Figuren 21a und 21b zeigen die Draufsicht und die Seitenansicht zu einer Ausgestaltung der Energiespeicher 9 Lagerung im Kasten 37. Die Figur 21a zeigt ein rastbares Widerlager 39, welches mittels Haken, die vorzugsweise gestanzt 20 sind, in Ausnehmungen der Wandung des Kastens 37 eingreifen kann. Durch eine gewisse Elastizität des Widerlagers 39 kann es regelrecht in diese Ausnehmung einschnappen. In der Figur 21b ist zugleich auch eine weitere Lagerung des Energiespeichers zu sehen. Dieses Ende ist nicht mit einem separatem Stopfen, wie er beispielsweise in den Figuren 18 und 19 dargestellt wird, versehen, sondern 25 das Widerlager 39 ist leicht ballig gestaltet, wodurch der Energiespeicher bei einer Querbewegung auf dieser Balligkeit abrollen kann. Damit die Querbewegung auch nicht am anderen Ende des Energiespeichers 9 durch die Steifigkeit des Energiespeichers behindert wird, ist auch der Hebel (hier ist nur ein Ausschnitt zu sehen) mit einer Balligkeit versehen. Diese Balligkeiten können tonnen- 30 oder auch kegelförmig sein. Zur Fixierung des Energiespeichers 9 in seiner Arbeitsposition sind sowohl das Widerlager 39 als auch der Hebel mit einer innen-liegenden Führungswarze versehen.

Mit den Figuren 22a und 22b ist eine andere Gestaltung der Lagerung des Energiespeichers 9 wiedergegeben. Der Energiespeicher 9 ist hier nur stilisiert gezeichnet worden. Die Figur 22a stellt hierbei einen Schnitt durch den Energiespeicher 9 dar, während die Figur 22b eine vereinfachte Seitenansicht wiedergibt. Der Energiespeicher 9 ist hier als Zugfeder ausgestaltet, wobei seine beiden Enden mit entsprechenden Ösen versehen sind. Wegen der vorhandenen Ösen kann durch diese ein Bolzen geschoben werden, die zusammen eine Lagerung darstellen. Dieses hat den Vorteil, dass ein separater Schwenkmechanismus nicht erforderlich ist.

10

Die Figuren 23a-d zeigen verschiedene Varianten zur Führung der Lagereinheit. Die Führung kann eine zylindrische Zwangsführung der inneren Lagerachse oder eine Führung mit geneigten Wirkflächen oder des äußeren Lagers sein. Jede Lagereinheit ist dreh- und querbeweglich und auf dem Joch 35 gelagert. Die geneigten Führungsbahnen und auch die Führungsnuß können am Kasten 37 oder am Hebel 7a, 7b angebracht sein. In der Figur 23c ist auf einem Doppelrillen Kugellager – welches die Laufrolle 31 darstellt – ein Laufrollenkamm 41 als separates Bauteil angebracht. In den Figuren 23a und 23b ist der erhöhte Durchmesser der Achse 32 mit einer kegelförmigen Fase versehen. Läuft nun diese kegelförmige Fläche auf einer hierzu im Wesentlichen parallelen Lauffläche, so kommt es zu einer stabilisierten Laufbewegung senkrecht zur Zeichenebene. Dieser Führungeffekt ist mit der Selbstzentrierung, wie sie von einem Eisenbahn-Radpaar zwischen zwei Gleisen bekannt ist, vergleichbar. Bei der Figur 23d ist die Laufrolle 31 mit zwei, entgegengesetzt gerichteten, Kegelfasen versehen. Läuft nun eine derartige Laufrolle in der v-förmigen, im Wesentlichen zu diesen Kegelflächen parallelen Bahnen, so stellt sich auch hier ein Selbstzentrierungseffekt ein. Der Selbstzentrierungseffekt bewirkt nicht nur, dass Führen in axialer Richtung, sondern er bewirkt auch eine Lenkbewegung der Laufrolle 31 und/oder der Achse 32.

20

Mit den Figuren 24a-c wird eine Variante offenbart, bei der das Joch 35 aus zwei einzelnen, schalenförmigen, gestanzten Teilen hergestellt wird und dann von

Kunststoff umspritzt wird. Beinhaltet der umspritzte Kunststoff ein Innengewinde, in dem eine Verstellspindel 33 gleiten kann, so stellt dieser umspritzte Kunststoff eine Stellmutter 36 dar. Mit der Figur 24c wird diese Ausgestaltung des Joches 35, beziehungsweise der Stellmutter 36, im Zusammenbau gezeigt. In der Figur 5 25a ist das Joch 35 nicht mehr Omega-förmig gestaltet, sondern es weist in der Mitte einen geschlossenen Ring auf. Das Joch 35 ist hier mittels einer Ringschnappverbindung mit der Stellmutter 36 verbunden. Das Ausführungsbeispiel der Figur 25b zeigt eine Lagereinheit, bei der die Lagereinheit von einem Blechkäfig umgeben ist, der sowohl die Stellmutter hält, als auch das Joch 35 verbindet. In 10 dem Ausführungsbeispiel der Figur 25c ist das Joch 35 entweder wie in der Figur 25a ringförmig oder, wie in anderen Beispielen schon beschrieben, Omega-förmig gestaltet. In dem Ausführungsbeispiel der Figur 25c ist gegenüber der Figur 25b die Besonderheit, dass hier die Stellmutter von keinem separatem Blechmantel oder Blechgehäuse umgeben wird, sondern dass das Joch 35 direkt von elastischen Schnapphaken der Stellmutter gehalten wird.

Die Figuren 26a-f zeigen weitere Ausgestaltungen der Verbindung der Stellmutter 36 mit dem Joch 35. In der Figur 26a ist das Gewinde der Stellmutter als Hülse drehfest in einem Körper angebracht, an dem auch zugleich das Joch angeformt 20 ist. Um ein axiales Hinausgleiten der Mutterhülse zu verhindern, ist oben eine Abschlussplatte angebracht. In der Figur 26b ist zur besseren Befestigung dieser Abschlussplatte ein Flansch angeformt, damit Schraub- oder Nietverbindungen besser angebracht werden können. In der Figur 26d ist die obere Abschlussplatte hülsenförmig ausgestaltet, wobei Befestigungsmöglichkeiten – die als strichpunktierter Linien dargestellte sind – radial in dem Körper angebracht werden, an deren 25 auch zugleich das Joch angeformt ist. In dem Ausführungsbeispiel der Figur 26e ist das eigentliche Gewinde der Stellmutter 36 in den Grundkörper eingepresst. Durch dieses Einpressen ist das Stellmuttergewinde sowohl drehfest als auch axial ausreichend gesichert. Bei dem Ausführungsbeispiel der Figur 26c umfasst 30 das Stellmuttergewinde den Trägerkörper, der auch das Joch 35 hält. Durch dieses Umfassen des Trägerkörpers ist in jedem Fall eine axiale Sicherung des Stellmuttergewindes gegeben. Wird das Stellmuttergewinde hier nachträglich, al-

so nach der Fertigung des Joches und des Grundkörpers angebracht, so ist dieser Gewindekörper allein schon durch Schrumpfspannungen des Muttergewindes auch drehfest mit dem Grundkörper verbunden. In dem Ausführungsbeispiel der Figur 26f ist das Muttergewinde in den Grundkörper und/oder dem Joch eingeklebt. Dieses ist insofern vorteilhaft, weil dadurch keine Verformungen durch einen nachfolgenden Spritzvorgang erfolgen. Die Ausführungsbeispiele der Figuren 27a-h zeigen verschiedene Ausgestaltungen eines verlagerbaren Drehpunktes. Hierbei zeigt das Bauteil 70, 4 entweder einen Hebel oder einen Kasten-Boden. Entsprechend gilt für das andere Bauteil mit der Bezeichnung 40, 7, dass dieses Bauteil entweder ein Kasten-Boden oder ein Hebel sein kann. Durch die unterschiedlich gewählten Schraffuren wird deutlich, welche Konturen ein Bauteil darstellen und wie sie zueinander angeordnet sind. Die Ausführungsbeispiele der Figuren 27 sind deshalb selbsterklärend. Kennzeichnend ist, dass die Achse 32 der Laufrolle 31 jeweils als Vollwelle ausgebildet ist.

10 15 Die Ausführungsbeispiele der Figuren 28a-d zeigen hier die Achse 32 als Hohlwelle. Diese Ausgestaltung hat unter anderem den Vorteil, dass dadurch Gewicht eingespart werden kann.

Die Figur 29 entspricht im Wesentlichen den Figuren 1 und 2. Eine Besonderheit liegt hier jedoch darin, dass die Abstützung 34 über ein Kupplungsdeckellager 43 axial mit dem Kupplungsdeckel 4 verbunden ist. Die Abstützung 34 erfolgt also beispielsweise nicht mehr an einer Getriebewandung, sondern an der Kupplung selbst. Um ein Reaktionsmoment auf das erfindungsgemäße Hebelsystem abzufangen, kann jedoch eine Momentabstützung am Getriebegehäuse erfolgen. Die 25 axiale Anbindung des erfindungsgemäßen Hebelsystems an den Kupplungsdeckel 4 mittels des Kupplungsdeckel-Lager 43 hat den Vorteil, dass plastische, thermische und/oder elastische Verformungen in dem Systemkupplung und Hebelsystem durch eine Justage um das Maß X, ausgeglichen werden können. Würde sich nämlich die Abstützung 34 an der Gehäusewandung abstützen, so 30 könnte beispielsweise durch thermische Längenänderungen zwischen Getriebe und Kupplung eine Fehljustage des Hebelsystems zustande kommen.

Die Figuren 30a, 30b bauen gedanklich auf der Figur 29 auf und geben eine Messmethode wieder, mit der bei der Montage des erfindungsgemäßen Hebel-  
systems im Fahrzeug, beziehungsweise zwischen Kupplung und Getriebe, die  
Nennposition für den verlagerbaren Drehpunkt eingestellt werden kann. In der  
5 Nennposition liegt durch Justage des Hebelsystems eine vorgegebene Nenn-  
Anpresskraft auf das Ausrücklager 14 - bzw. die Tellerfeder 10 - vor.

Geht man in der Figur 30a von einem ideal „symmetrisch“ eingestellten Hebel-  
system aus, so ergibt sich in einem Diagramm Kraft über Weg S, mit zunehmenden S  
10 eine zur waagerechten Achse fast parallele Kurve, wenn die Form des Hebels 7  
derart gestaltet ist, dass kaum Kraftaufwand benötigt wird, um den Drehpunkt zu  
verlagern. Bei Rückführung des verlagerbaren Drehpunktes 8 - also einer Ab-  
nahme von S - ergibt sich für die Bewegungs-Kraft ein umgekehrtes Vorzeichen  
15. aber mit einem gleichen Betrag. Der Graph Kraft über Weg ist dann spiegelbildlich  
zur waagerechten Diagramm-Achse, weshalb man deshalb auch von „symmet-  
risch“ eingestellten Hebelsystemen spricht.

Ist zum Beispiel – wie in der Figur 30b unterstellt – bei einem gewünschten sym-  
metrischen Kraft-Weg-Verlauf, das Hebelsystem noch nicht richtig eingestellt, so  
20 kann mittels eines Bewegens des verlagerbaren Drehpunktes 8 innerhalb relativ  
kleiner Werte für s, die tatsächliche Anpresskraft ermittelt werden. Ergibt sich  
hier eine Abweichung zur Nenn-Anpresskraft, so kann durch ein Verstellen des  
Hebelsystems um einen Betrag X der Nenn-Anpresskraft gefunden werden.

25 Es soll in diesem Zusammenhang darauf hingewiesen, dass im Rahmen der Er-  
findung nicht nur symmetrische Kraft-Weg-Diagramme gewünscht sind. In einer  
vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung befinden sich beide Kraft-Weg-  
Diagramme im negativen oder beide im positiven Bereich (je nachdem in welche  
Richtungen als Zug oder Druck definiert sind). Entscheidend ist bei dieser Ausle-  
30 gung nur, dass bei Ausfall des Stellmotors 21 und beim Vorhandensein einer nicht  
selbsthemmenden Verstellspindel 33, der verlagerbare Drehpunkt 8 selbsttätig in  
eine unkritische Position fährt. Eine unkritische Position kann hierbei – je nach

beabsichtigter Sicherheitsstrategie – beispielsweise die Position sein, in der die betreffende Kupplung geöffnet ist.

Mit der Figur 31 wird eine anschauliche, perspektivische Ansicht eines Doppel-  
5. Hebelsystems gezeigt. Dieses Hebelsystem wurde teilweise aufgeschnitten, um auch das Innere besser zeigen zu können. Im linken unteren Bereich wurden keine Teile aus Gründen der Übersichtlichkeit entfernt, so dass man hier ein vollständiges Hebelsystem sehen kann. In den oberen Ecken des Kasten 37 befinden sich hier Widerlager 39, die in Schlitten des Kastens eingesteckt oder eingerastet sind. Diese Widerlager 39 weisen eine Sicke auf, die auf ihrer Unterseite in eine wattenförmige Vertiefung eines Stopfens eingreift, wobei dieser Stopfen wiederum in den einen Energiespeicher 9a eingreift. Der Hebel 7a weist eine starke Profilierung 38 auf, die in der Form eines gedruckten „E“ mit zwei „Mittelstrichen“ gestaltet ist. Das rechte Ende des Hebel 7a ist mit zwei Gabeln versehen, die auf eine 10. Schiebehülse für eine Doppelkupplung einwirken. Der nur stilisiert dargestellte Stellmotor 21a ist mittels Niet- oder Schraubverbindungen an der Kastenwand angebracht. Im rechten, oberen Teil des Doppel-Hebelsystems sind zwei Widerlager 39, die Energiespeicher 9b, der Hebel 7b und eine rechte Laufrolle 32b entfernt worden, um die anderen Bauteile besser zu zeigen. An dem Stellmotor 21b 15. ist die Verstellspindel 33b angeschlossen. Die Motorachse und die Verstellspindel können hierbei einstückig eingestellt sein. Dieses ist vorteilhafterweise und kostengünstig mittels Walztechnik möglich. Die Verstellspindel 33 kann aber auch ein Bauteil sein, welches separat ausgestaltet ist und während der Montage – beispielsweise mittels Schrumpfen – auf der Motorwelle befestigt wird. Die Verstellspindel 33b (und natürlich auch die Verstellspindel 33a) sind vorzugsweise mit einem so genannten Bewegungsgewinde ausgestattet. Unter einem Bewegungsgewinde ist beispielsweise ein Trapezgewinde zu verstehen.  
20. Die Stellmutter 36b umfasst die Verstellspindel 33b, wobei die Stellmutter 36b wiederum von einem Joch 35b teilweise umschlungen wird. Bei dem rechten Ende des Joches 35b kann man das ballige Ende erkennen. Am linken Ende des Joches befindet sich ein Teil der Lagereinheit, welche aus einer Laufrolle 21b und 25.

aus einer Achse 32b zusammengesetzt ist. Die Laufrolle 31b ist in dem Ausführungsbeispiel mit einer kegelförmigen Lauffläche versehen. In Verbindung mit der Profilierung des Kasten-Bodens 40 ergibt sich ein Führungseffekt für die vollständige Lagereinheit, zu der auch eine weitere Laufrolle und eine weitere Achse gehören. Die stemförmige Ausnehmung in der Mitte des Kasten-Bodens 40 dienen dazu, das in dem Kasten 37 angeordnete Doppelhebelsystem auf eine Getriebeingangswelle stecken zu können. Befinden sich in dem Bereich an der Getriebewand entsprechende Nocken, so kann mittels der stemförmig angeordneten Ausnehmungen zugleich auch ein Reaktionsmoment auf den Kasten 37 abgefangen werden.

Die Figur 32 ist eine noch ausführlichere Darstellung, als die Figur 31. Um verbale Wiederholungen von gleichbedeutenden Bauteilen zu vermeiden, sei hier nochmals darauf hingewiesen, dass die Bezugszeichen über die gesamte Anmeldung Gültigkeit haben.

In der Darstellung der Figur 32 ist sind die im Wesentlichen axial wirkenden Lager 43, 14a und 14b geschnitten gezeigt. Die Lager 14a und 14b stellen hier die Axiallager – bzw. die Ausrücklager – für die Doppelkupplung dar. Das Kupplungsdeckel-Lager 43 ruht auf einem Ring 48, der mittels Abstandsbolzen 44 mit dem Kasten 37 verbunden ist. Diese Abstandsbolzen 44 (nur zwei von denen sind durch die aufgeschnittene Darstellung sichtbar) sind vorzugsweise mit dem Ring 48 und dem Kasten 37 vernietet. Die dem nicht dargestellten Kupplungsdeckel zugewandte Seite des Kupplungsdeckel-Lagers 43 kann beispielsweise mittels eines Bajonett-Verschlusses mit dem Kupplungsdeckel verbunden sein. Dieser Bajonett-Verschluss kann hierbei in der Weise gestaltet sein, dass der beim Betrieb des Fahrzeuges drehende Ring des Kupplungsdeckel-Lagers 43 mit laschen versehen ist, die in Nute des Kupplungsdeckels einschnappen.

Die im Zusammenhang mit den Figuren 30a und 30b angesprochene Justage kann in der Weise erfolgen, dass zwischen dem Ring 48 und dem Kupplungsdeckel-Lagers 43 mindestens ein Distanzring in einer geeigneten Dicke eingelegt

wird. Vorteilhaft ist es hier, wenn dieser Distanzring im Wesentlichen an einer Stelle radial geschlitzt ist und dadurch auch noch nach der Endmontage des Hebelsystems aufgezogen werden kann.

- 5 Eine Besonderheit der Konstruktion wird auch noch dadurch erkennbar, weil das rechte Widerlager (39) aus Gründen der anschaulicheren Darstellung entfernt wurde. Dadurch wird einer der Energiespeicher (hier der Energiespeicher 9b) sichtbar, der aus zwei ineinander gesteckten Wendelfedern aufgebaut ist. Durch die Kombination von verschiedenen Federkennlinien lassen sich unterschiedlichste Gesamt-Federkennlinien gestalten. Auch durch die Verwendung von gegenläufigen Wendelrichtungen lassen sich die Eigenschaften und das Verhalten der Energiespeicher 9 beeinflussen. Durch die Gegenläufigkeit können beispielsweise Verdrillungen der Wendelfedern – die beim Drücken und/oder dem Entspannen der Federn auftreten können – kompensiert werden, wodurch Reibmomente der
- 10 15 Federn mit ihrer Auflagefläche weitestgehend verhindert werden, wodurch die Federkennlinie insgesamt hysteresefreier wird.

**Bezugszeichenliste**

1	Welle (Getriebe-Eingangswelle)
2a, 2b	Kupplung
5	3a, 3b Druckplatte
4a, 4b	Kupplungsdeckel
5a, 5b	Kupplungsscheibe
6	Gegendruckplatte
7a, 7b	Hebel (z.B. als Teller- oder Mäanderfeder)
10	8a, 8b verlagerbarer Drehpunkt
9a, 9b	Energiespeicher (Tellerfeder, Wendelfeder)
10	Tellerfeder (Ausrückfeder)
11a - 11 d	fester Drehpunkt (ggf. Drahtringlager)
12a, 12b	Verschleißnachstellung
15	13 Torsionsdämpfer
14a, 14b	Axiallager
15a, 15b	Mäanderfeder
16a, 16b	radialer Federband-Aktor
17a, 17b	Stellring (Hohlrad)
20	18 segmentierter Ringhebel
19	Steg
20	Haltering
21a, 21b	Stellmotor
22	Tellerfeder (mit mittigem Vollquerschnitt)
25	23 neutrale Faser

- 24                   Ausrückschale
- 25a, 25b           Klammer
- 26                   Strom-Übertrager
- 27                   Führungsgabel
- 5    28a, 25b       Kulisse
- 29                   Rückstellfeder
- 30                   Führungsfläche
- 31                   Laufrolle
- 32                   Achse der Laufrolle
- 10   33a, 33b       Verstellspindel
- 34                   Abstützung
- 35a, 35b           Joch
- 36a, 36b           Stelimummer
- 37                   Kasten
- 15   38               Profilierung
- 39                   Widerlager
- 40                   Kasten-Boden
- 41                   Laufrollenkamm
- 42                   Nadellager
- 20   43               Kupplungsdeckel-Lager
- 44                   Abstandsbolzen
- 45                   Distanzring
- 46                   Reaktions-Momentenstütze
- 47a, 47b           Stecker
- 25   48               Ring

LuK Lamellen und Kupplungsbau  
Beteiligungs KG  
Industriestrasse 3  
77815 Bühl

GS 0656 A

Zusammenfassung

Die Erfindung betrifft ein Hebelsystem zum Betätigen von Kupplungen oder Brem-  
sen für Fahrzeuge, insbesondere für Kraftfahrzeuge, wobei auf das eine Ende des  
Hebels ein Energiespeicher einwirkt und auf das andere Ende – zumindest mittel-  
bar – eine Druckplatte einer Kupplung oder Getriebe-Bremse. Erfindungsgemäß  
wird eine Schließkraft dadurch aufgebaut, dass der Drehpunkt des Hebel  
und/oder mindestens ein Punkt der Krafteinwirkung verlagert werden.

10

(hierzu Figur 1 und 2)

Fig. 1

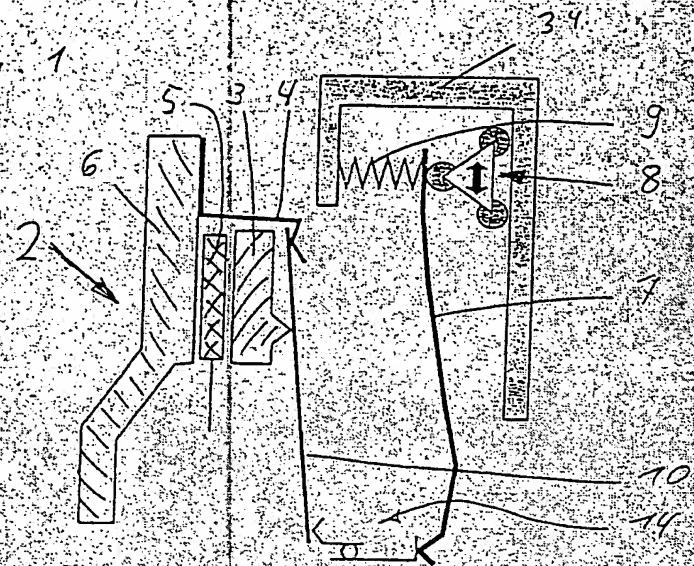
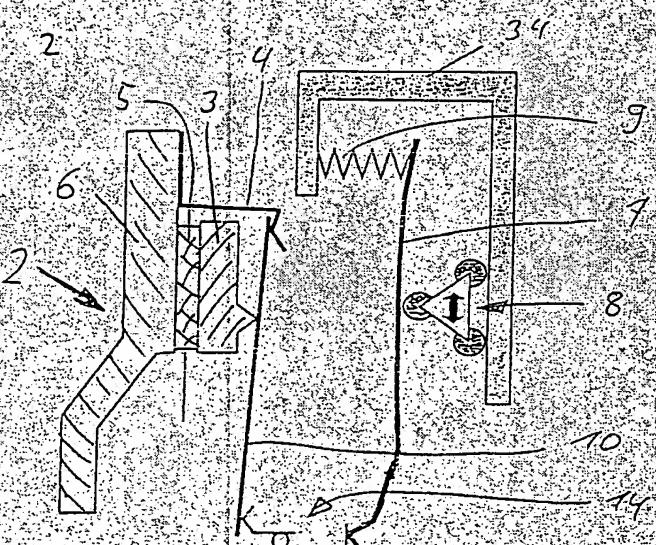


Fig. 2



2/23

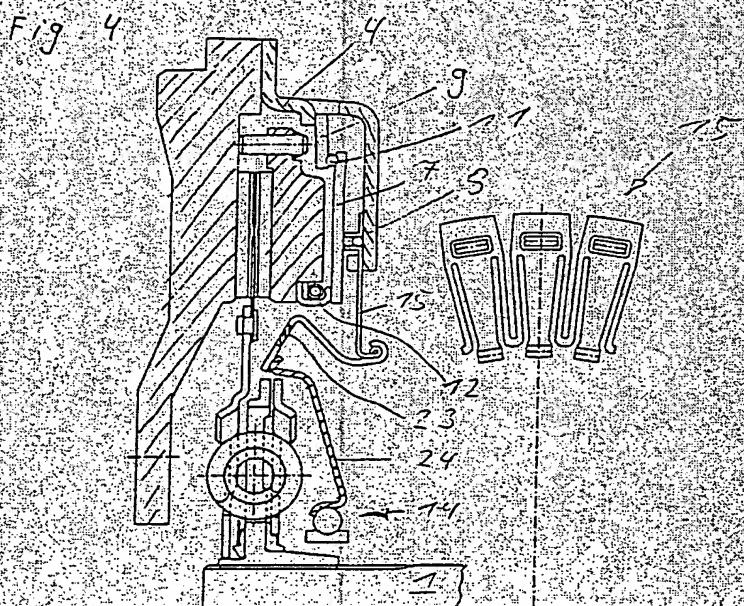
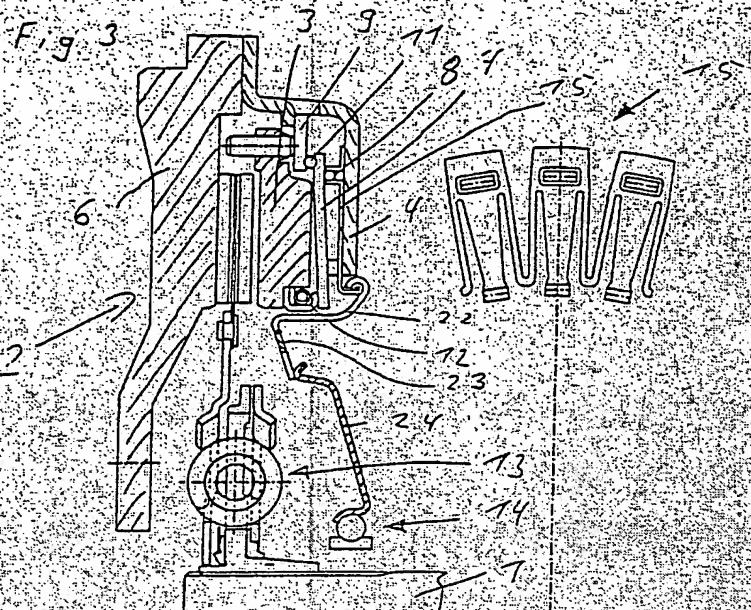


Fig. 5

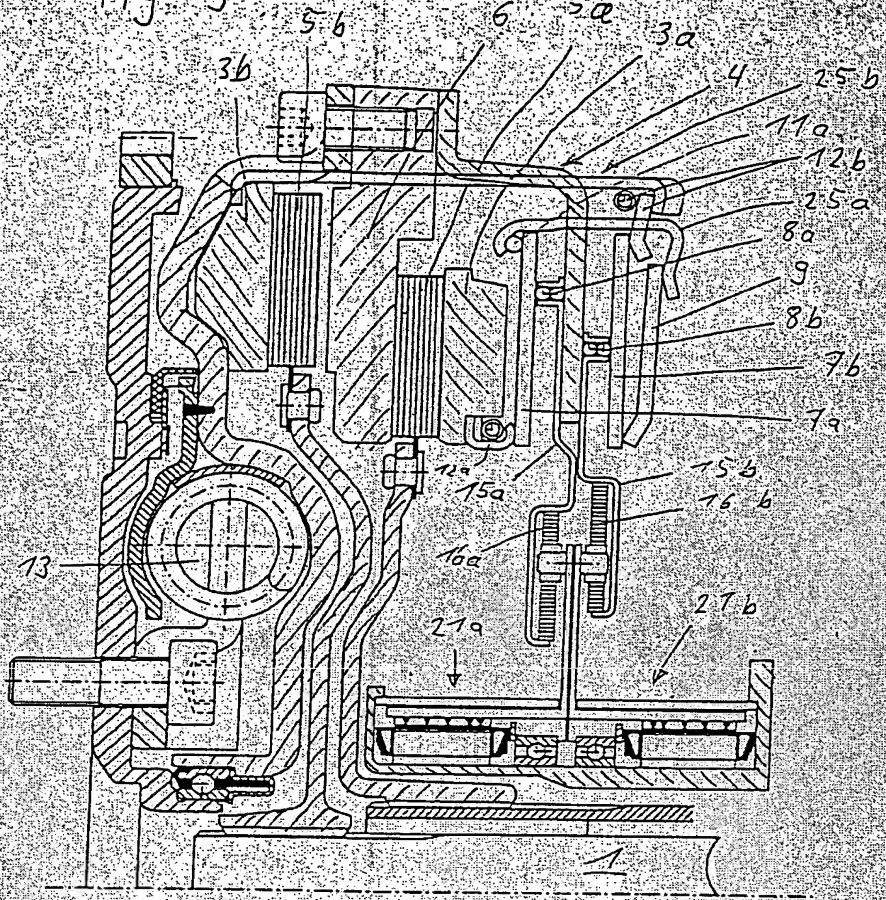


Fig. 6

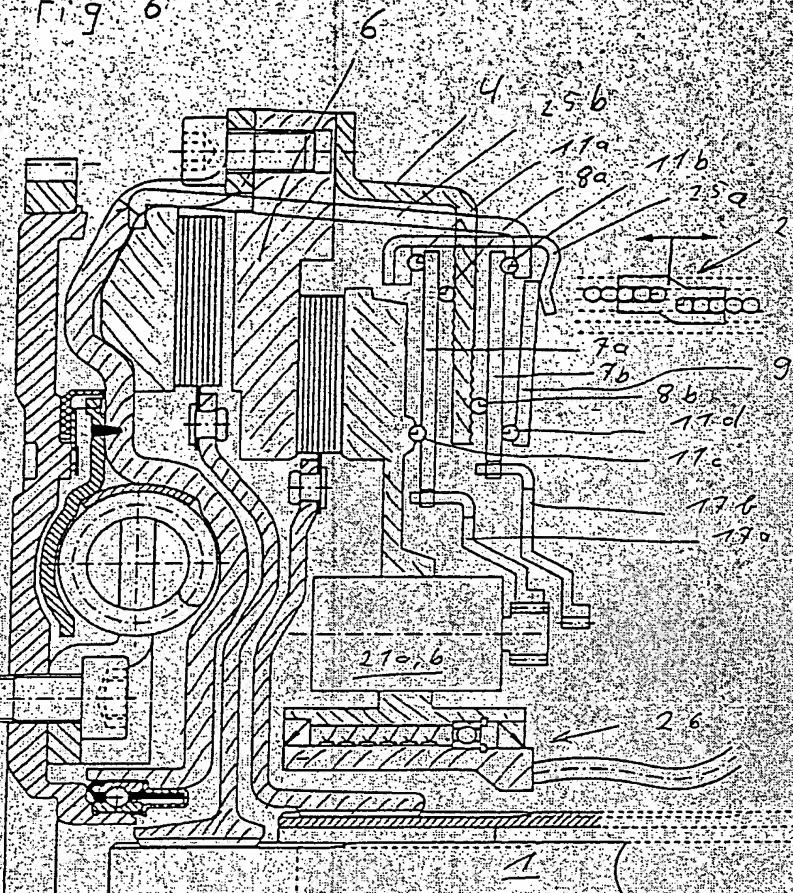


Fig. 7

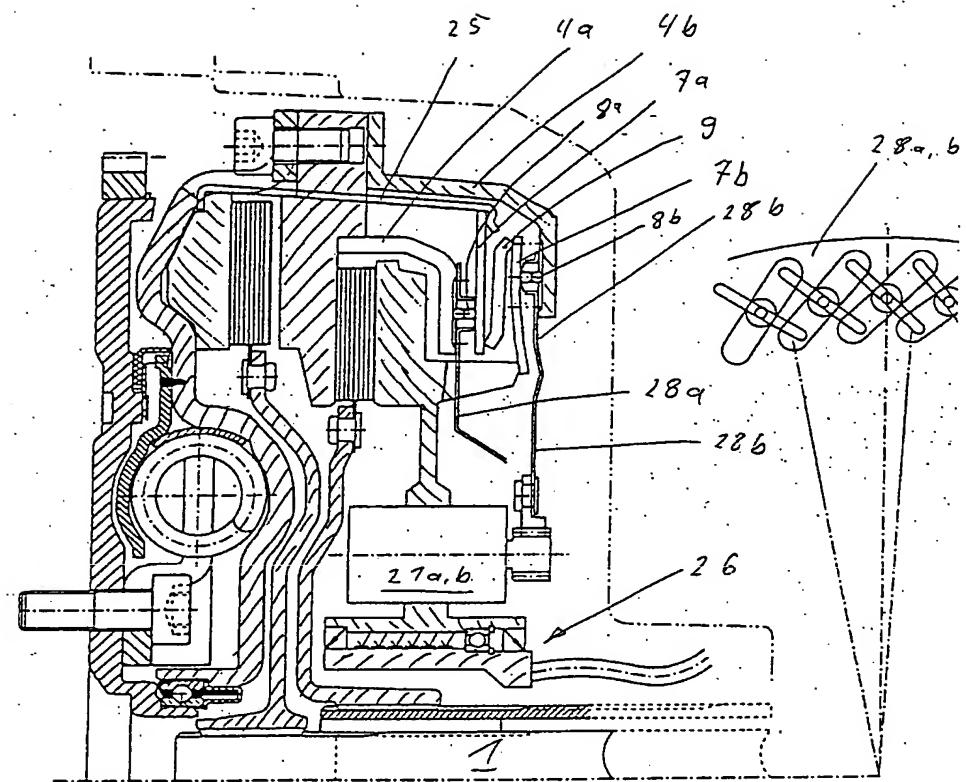
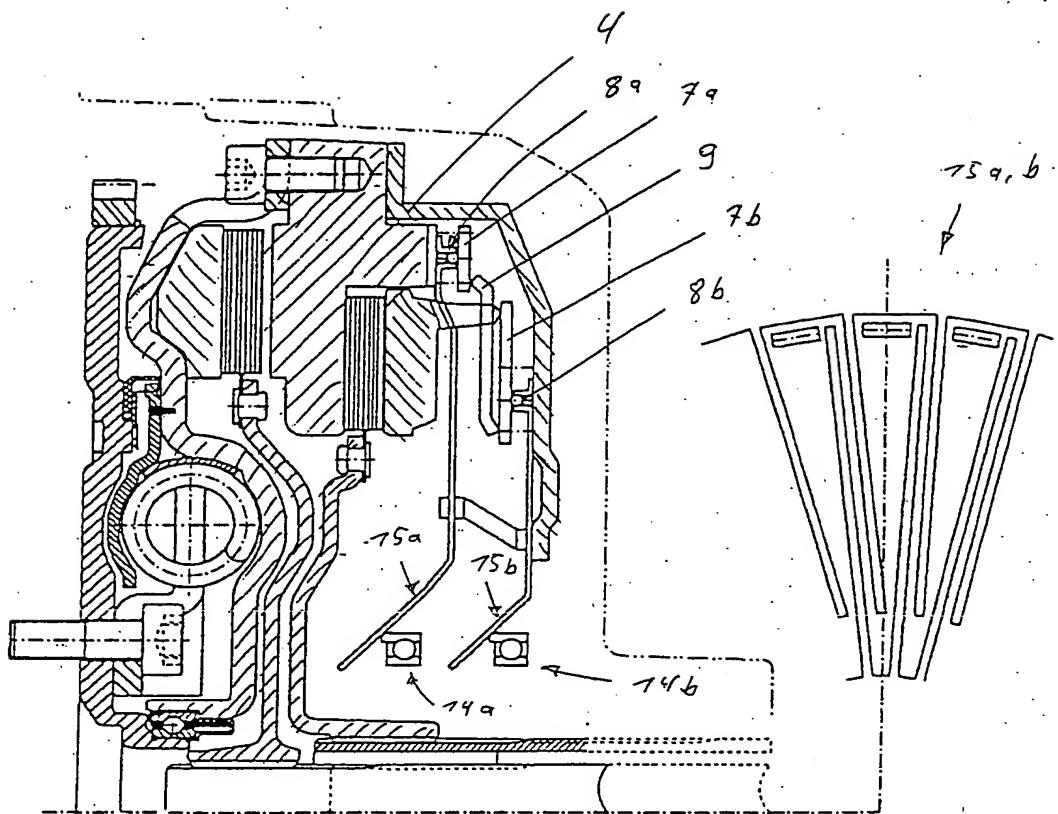


Fig. 8



7/23

Fig 9

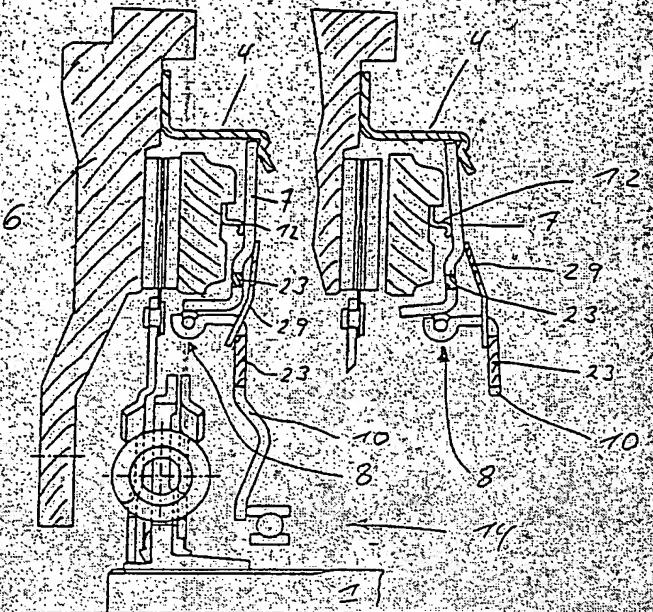
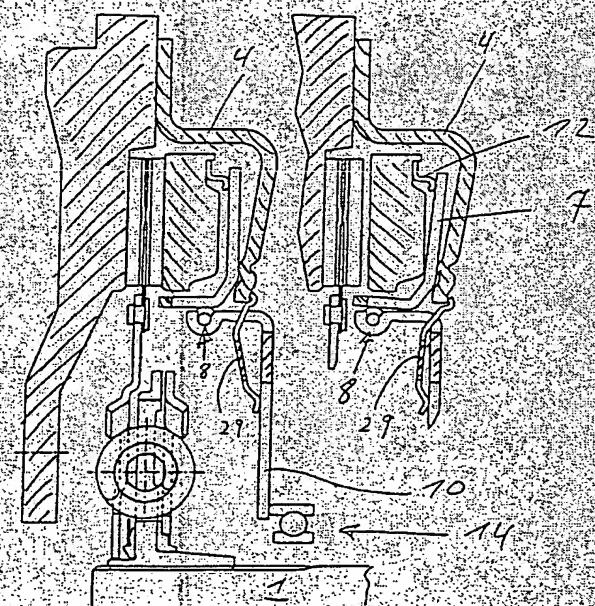
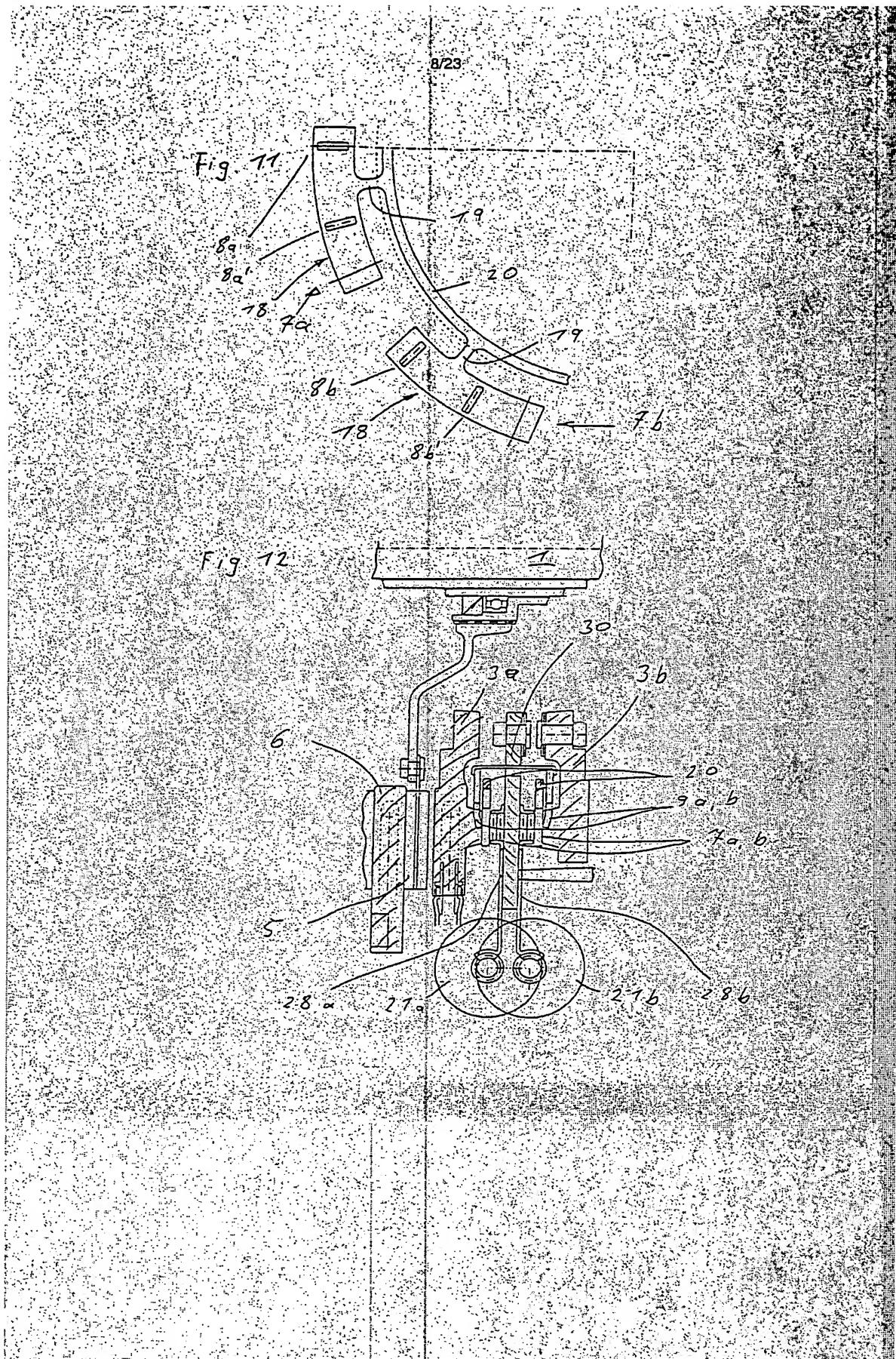


Fig. 10





9/23

Fig. 13

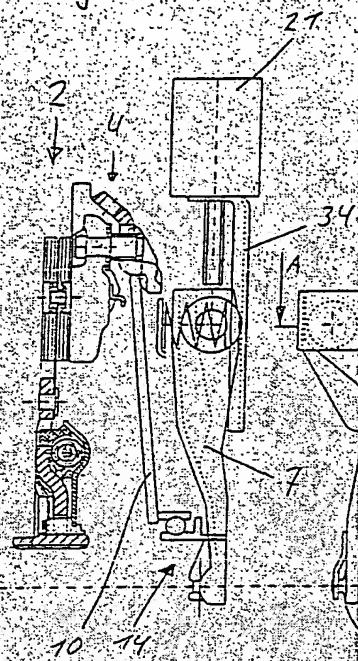


Fig. 14

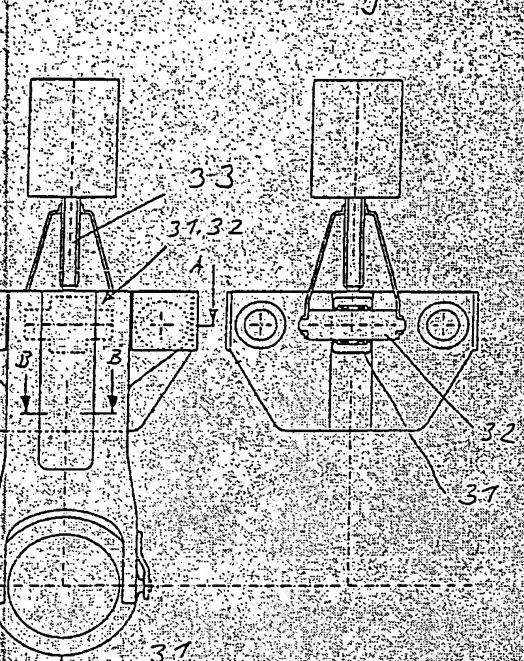


Fig. 15

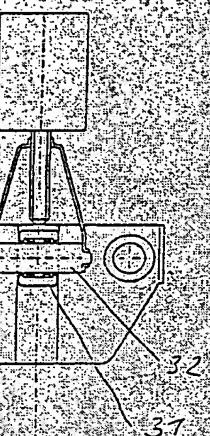
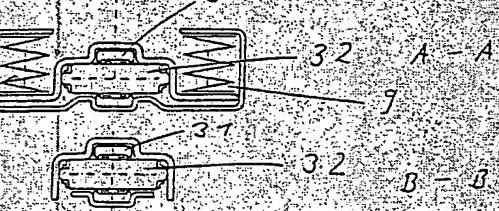
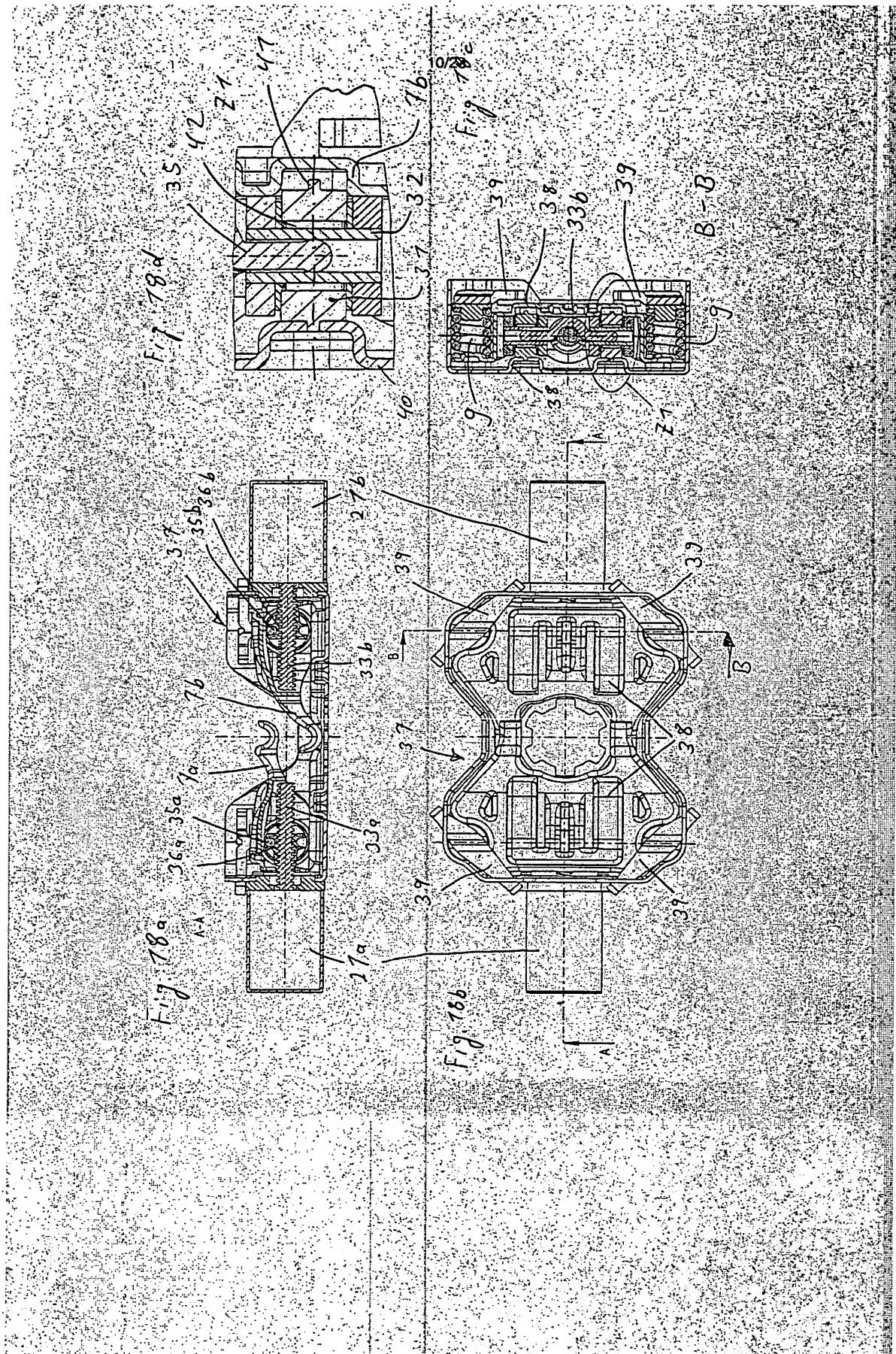
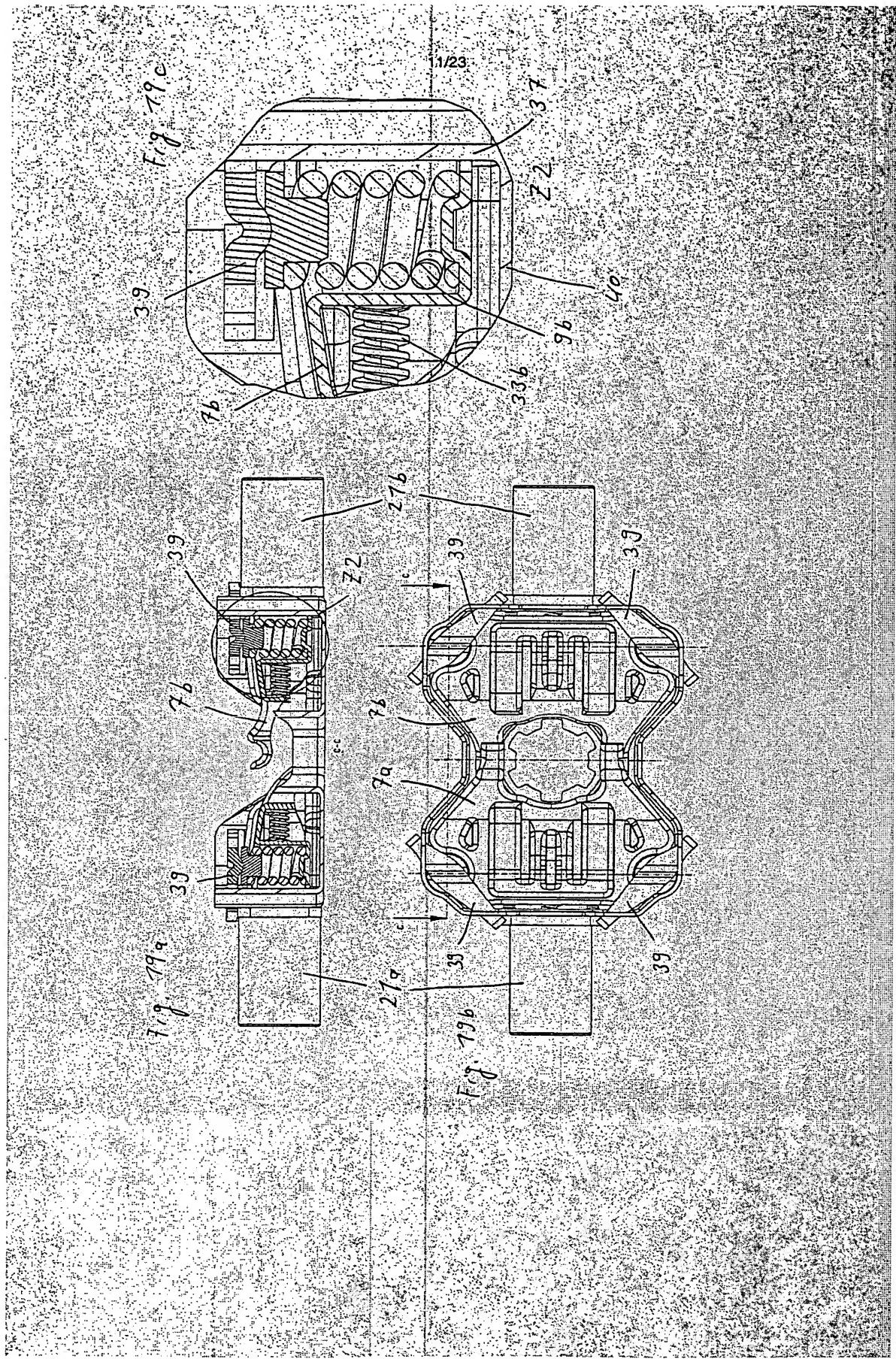
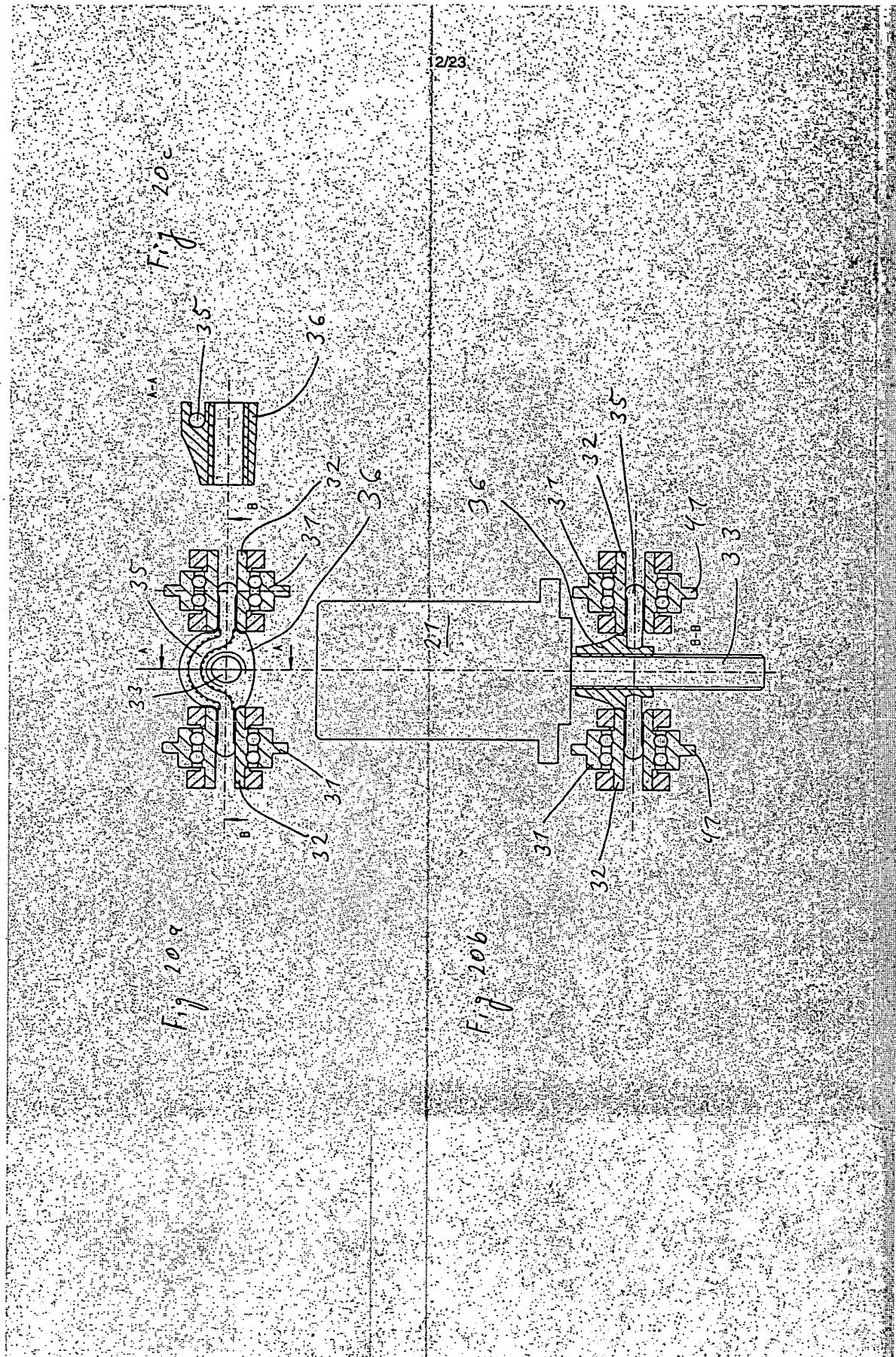


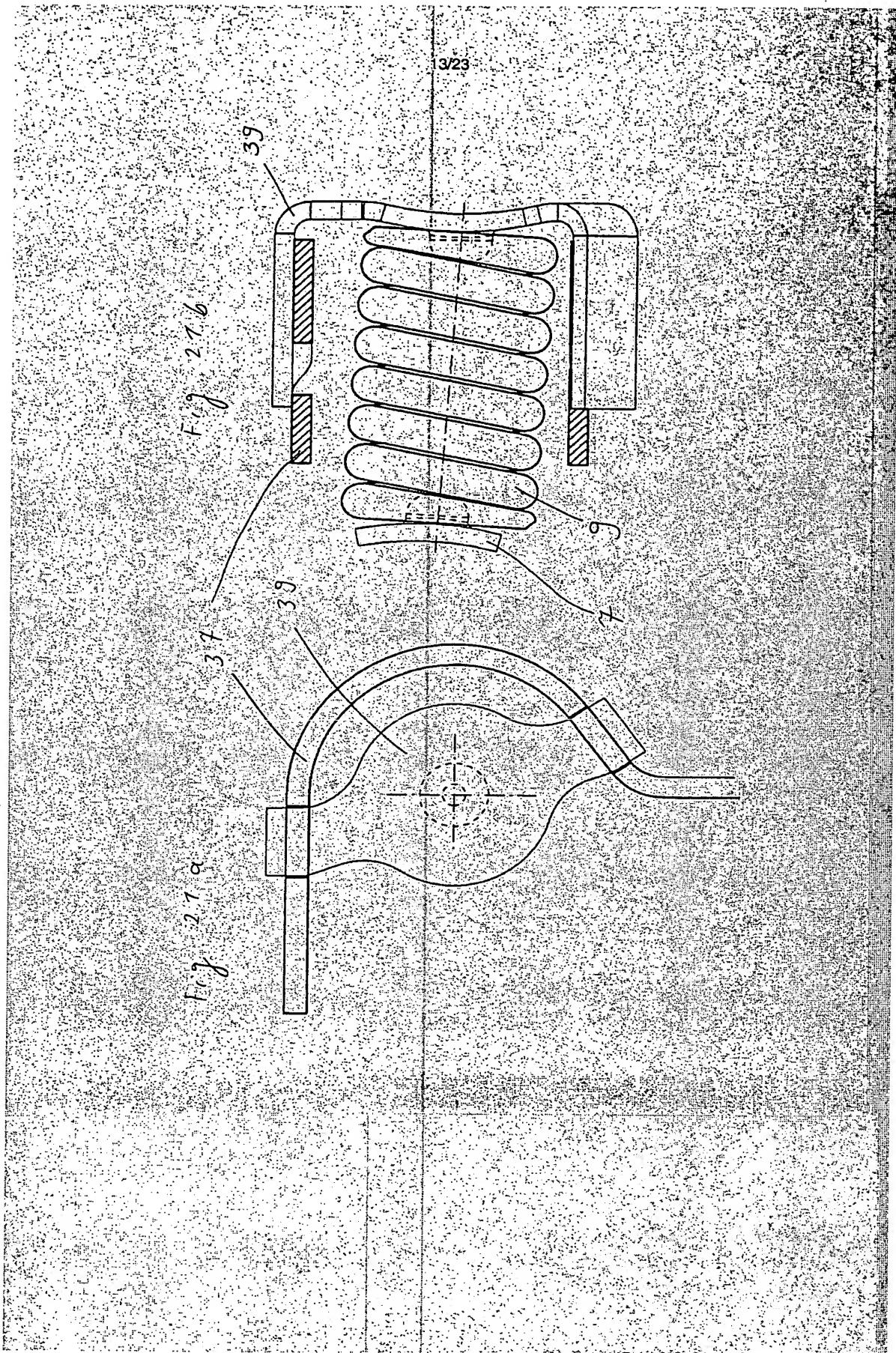
Fig. 16  
Fig. 17











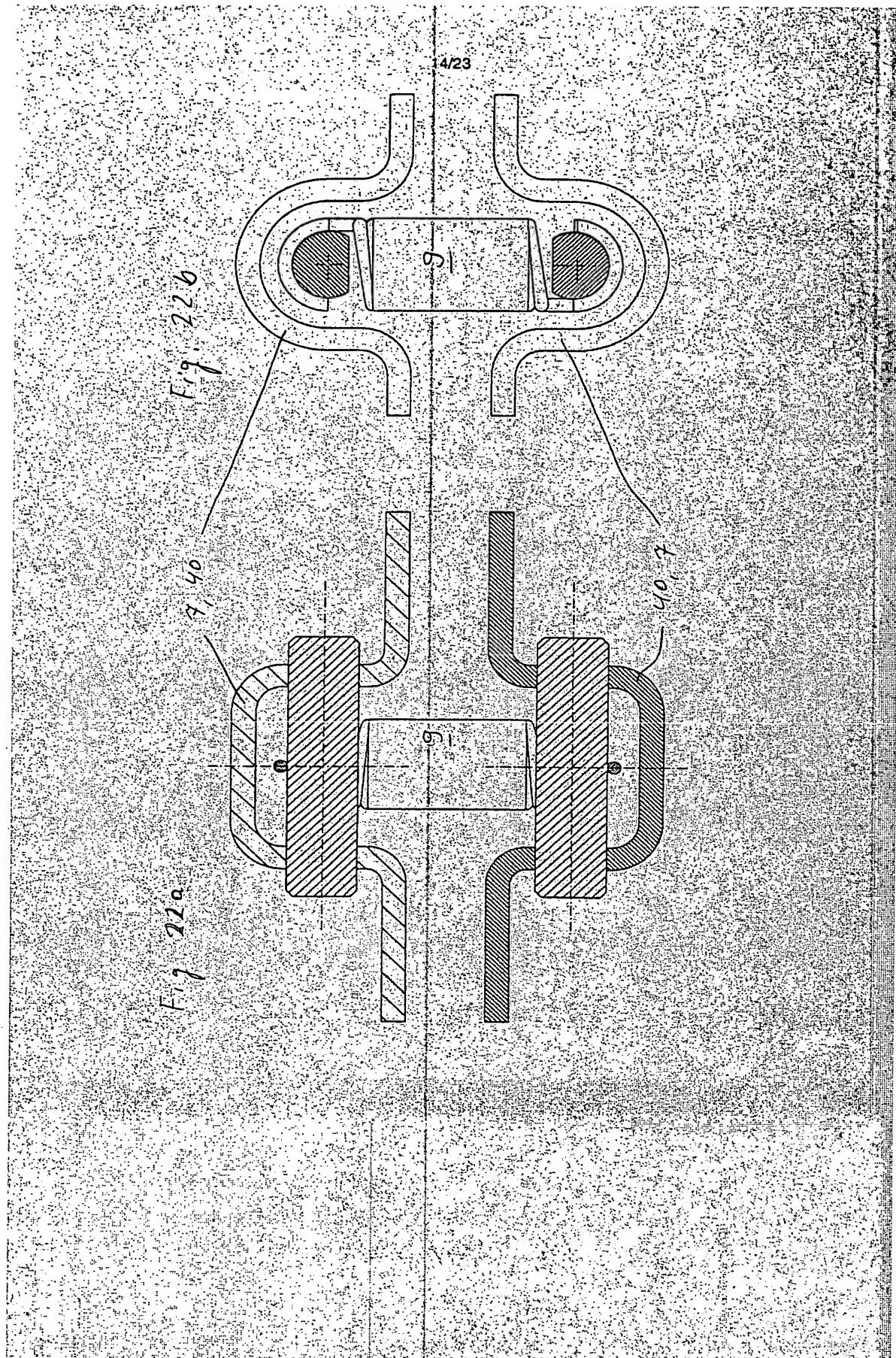


Fig. 23a

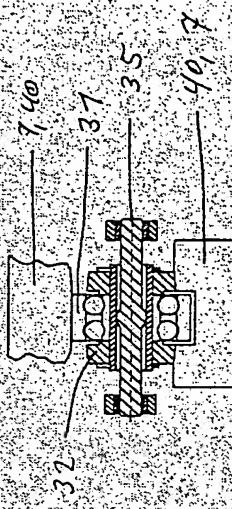


Fig. 23b

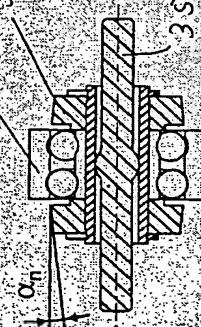
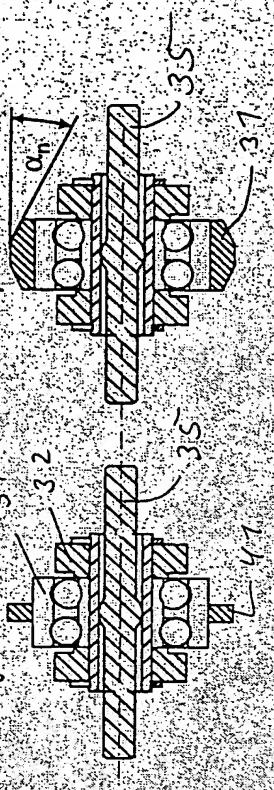
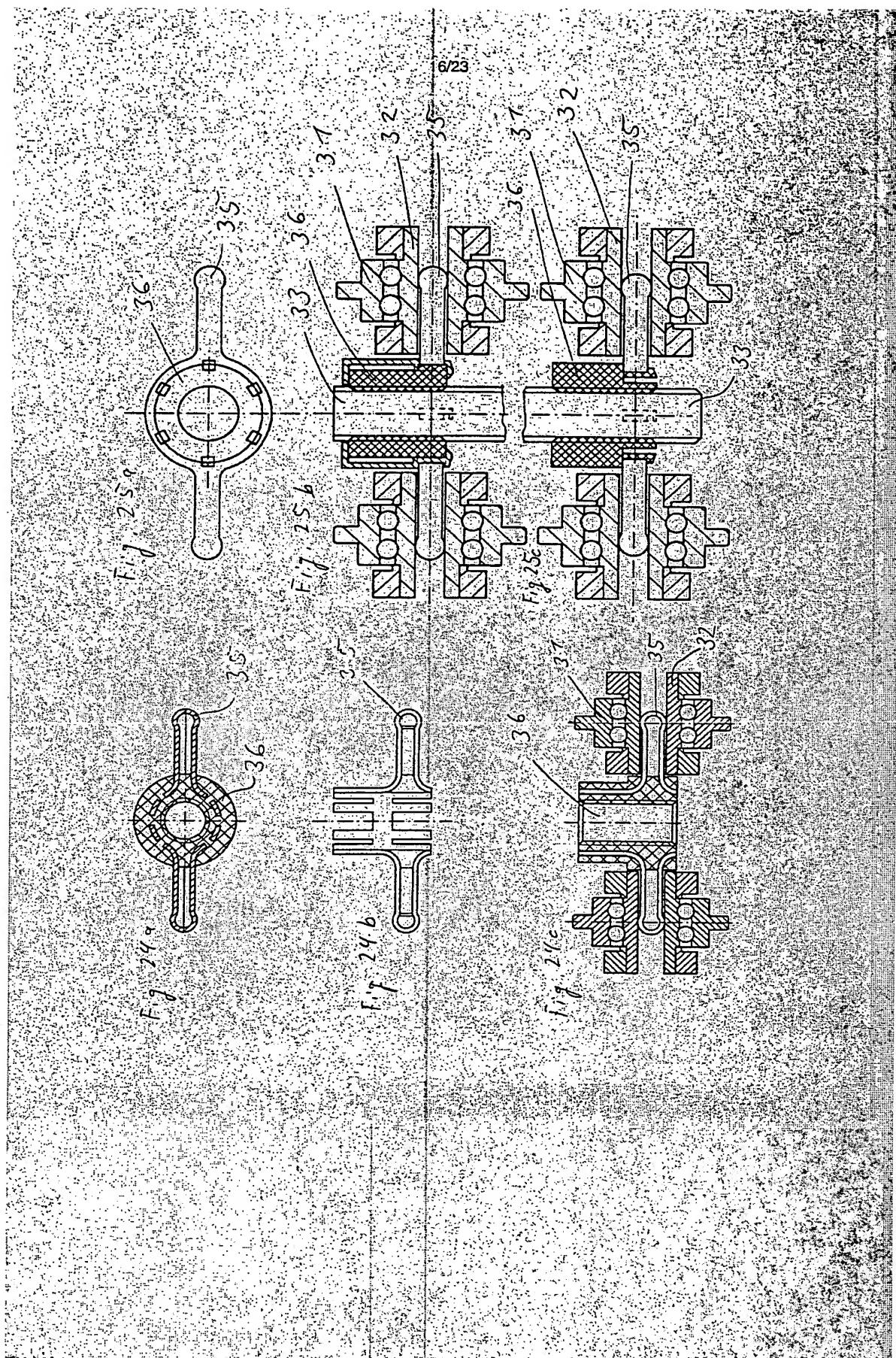
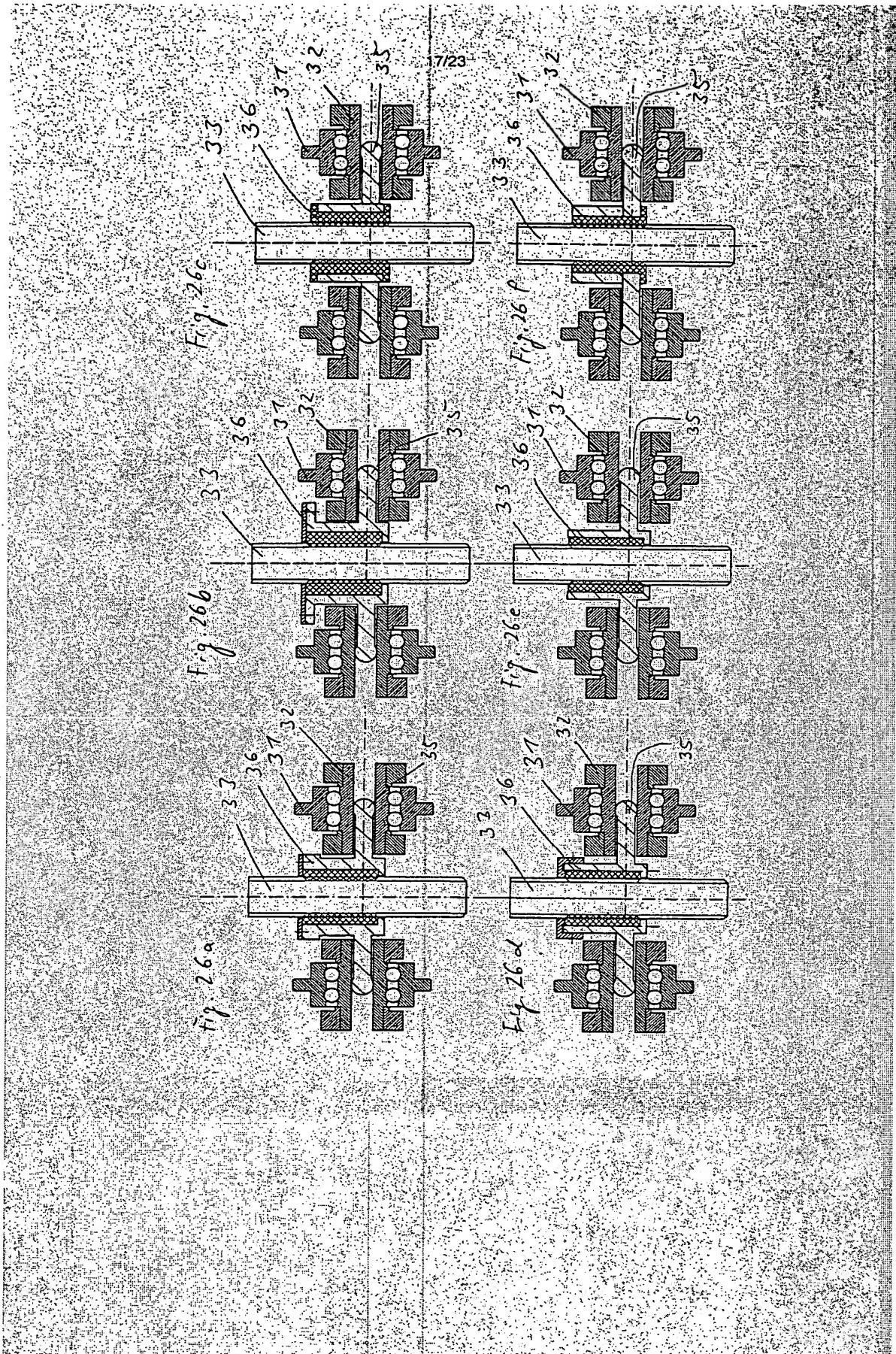


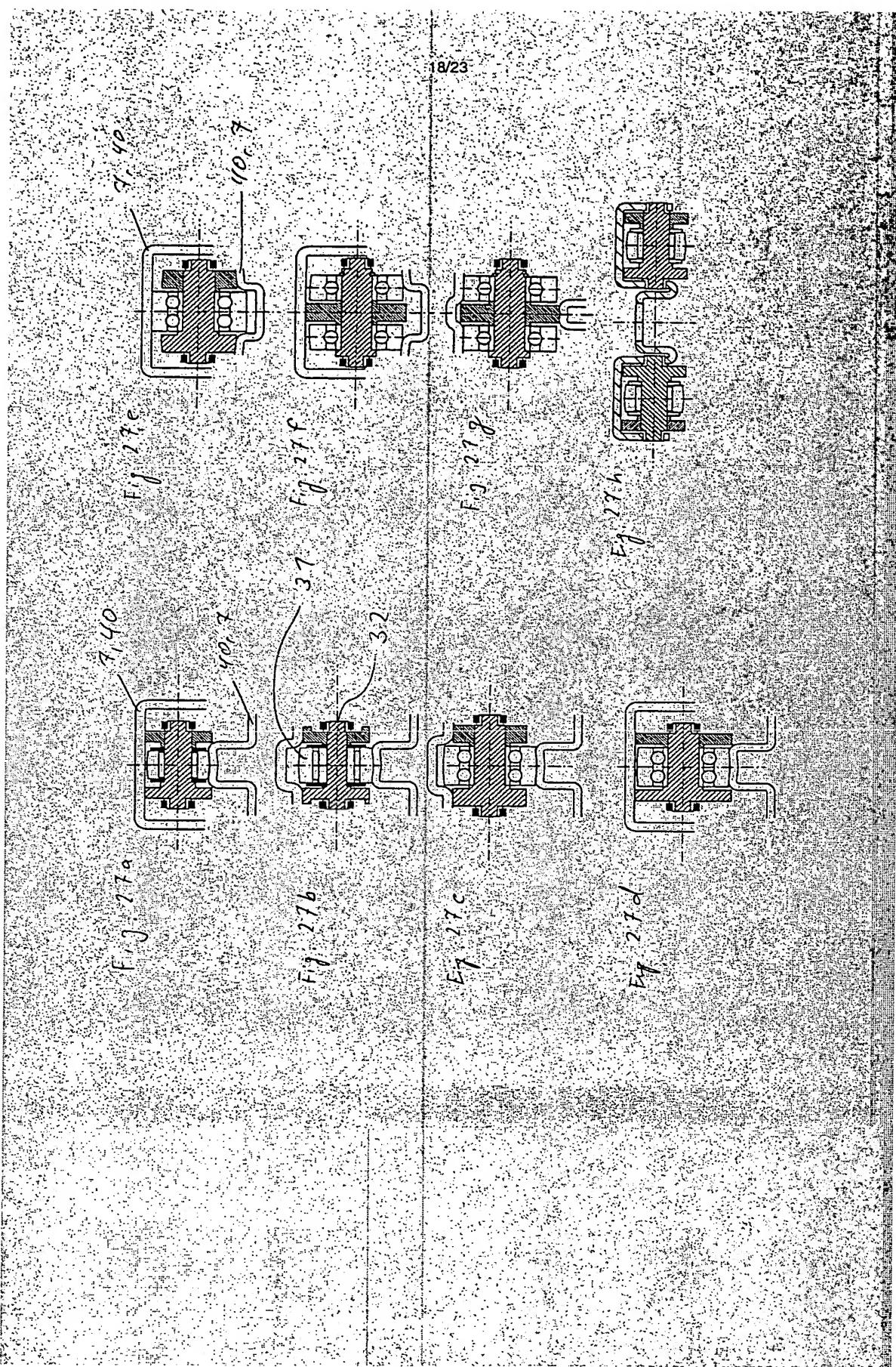
Fig. 23c



5/23

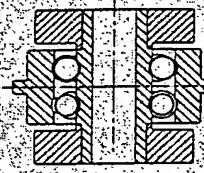




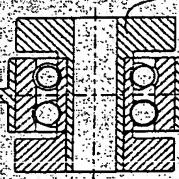


19/23

F9 286

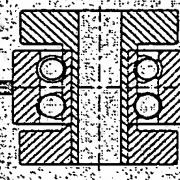


31

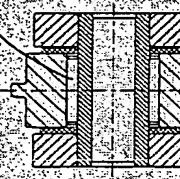


32

F9 28a



42



F9 28c

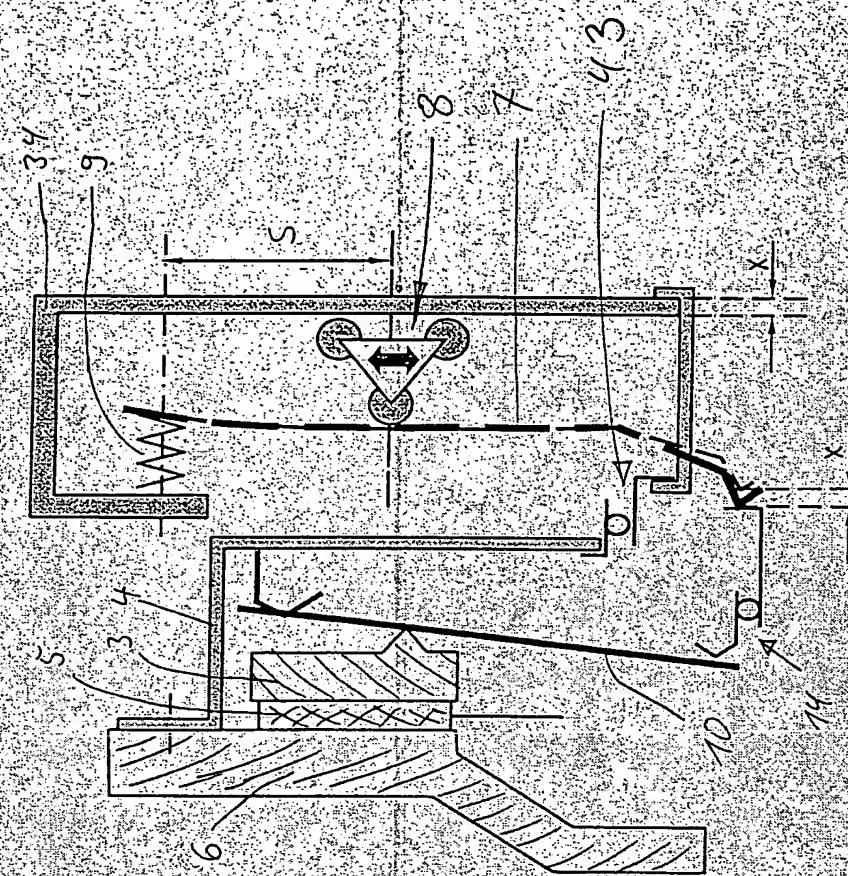
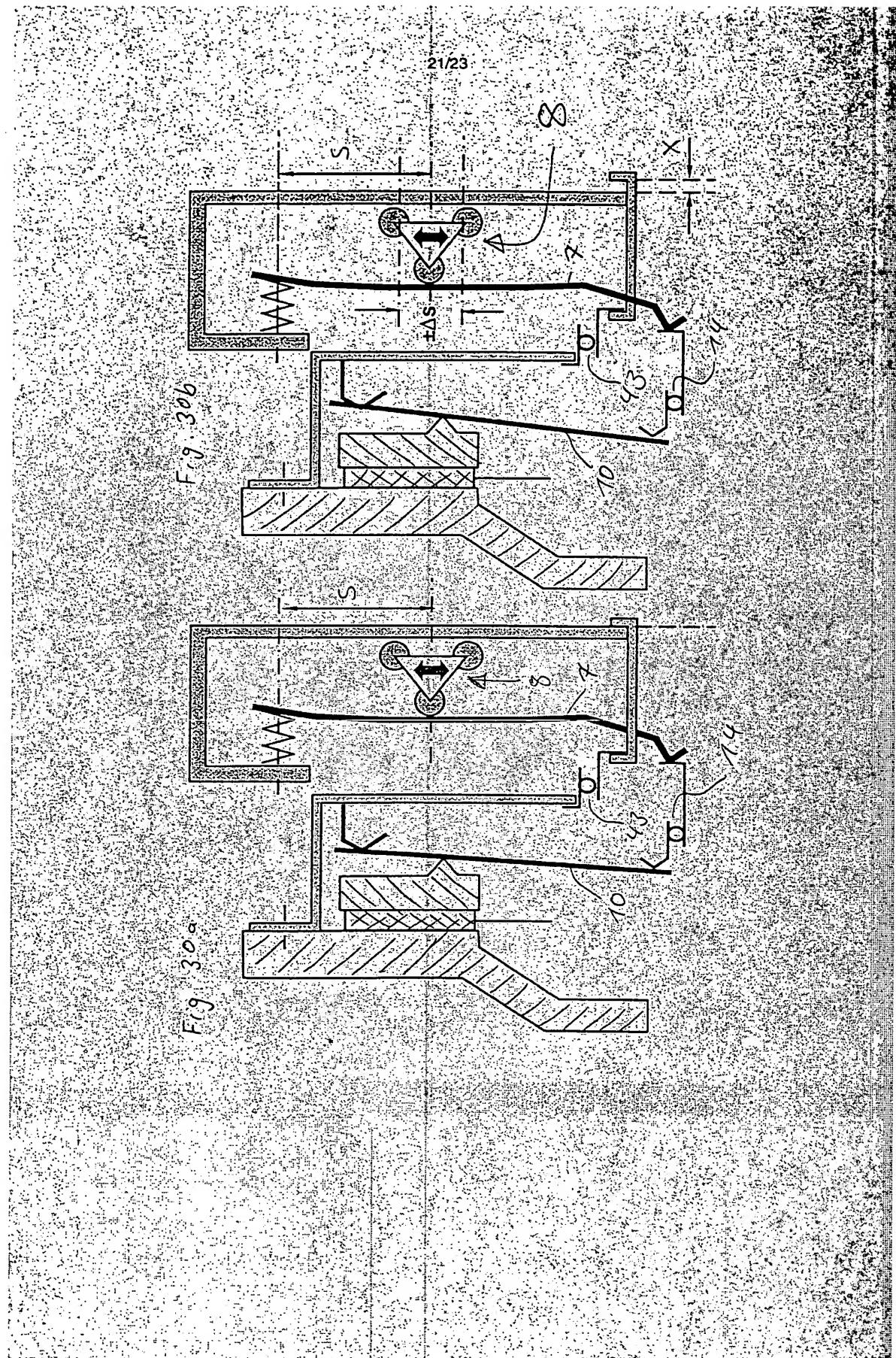


Fig. 29



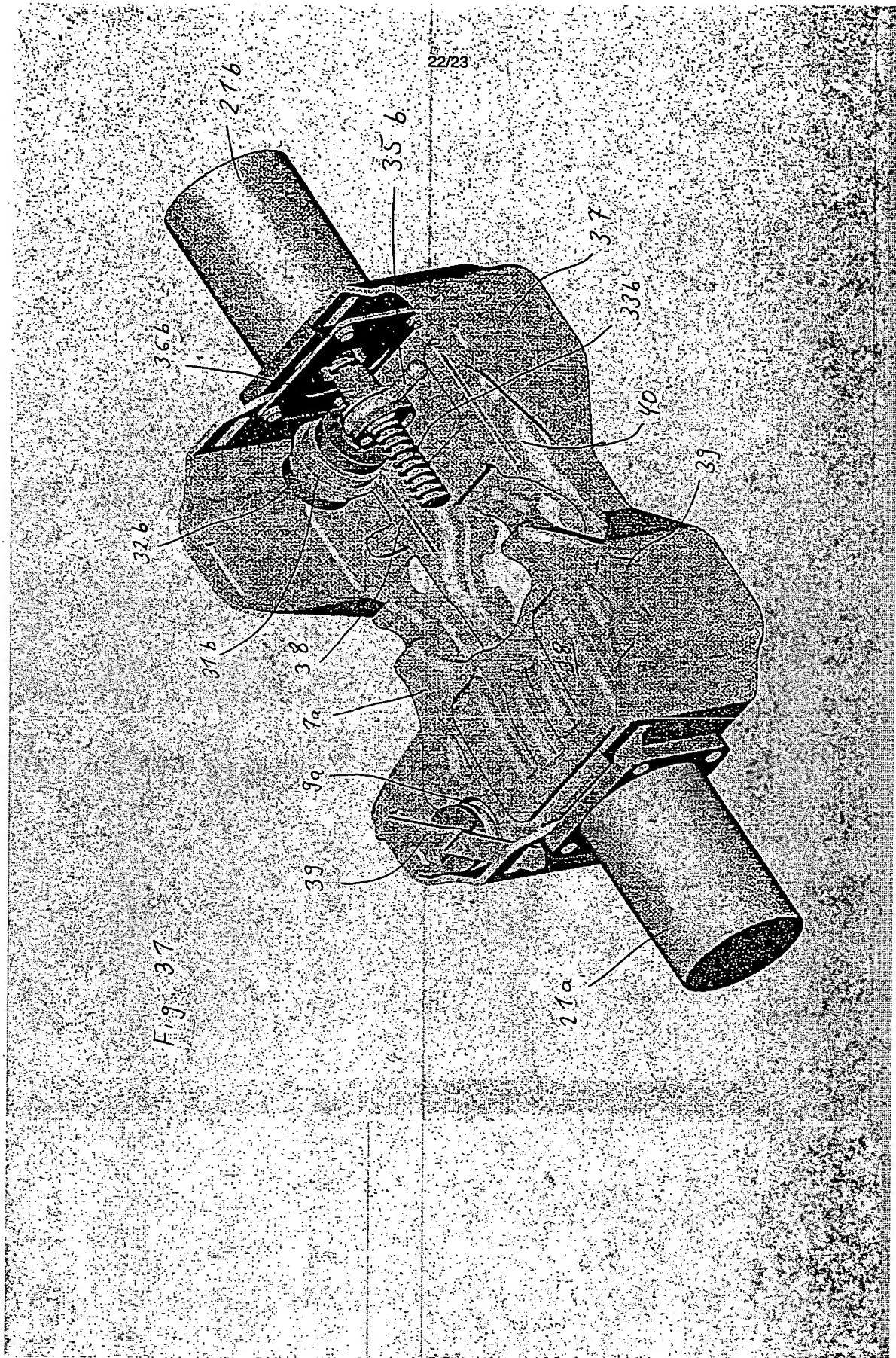


Fig. 37

